

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA EMBUTIDORA Y DISEÑO DE
ATADORA PARA LA PRODUCCIÓ NINDUSTRIAL DE ALIMENTOS CÁRNICOS

DANIEL ERNESTO RODRIGUEZ TELLO

WILFER PIMIENTO RUEDA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DESANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO - MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2015

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA EMBUTIDORA Y ATADORA
PARA LA PRODUCCIÓN INDUSTRIAL DE ALIMENTOS CÁRNICOS

DANIEL ERNESTO RODRIGUEZ TELLO

WILFER PIMIENTO RUEDA

Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Director:

RICARDO JAIMES ROLON

Magister en ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DESANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO - MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2015

AGRADECIMIENTOS

Primero que todo damos gracias a Dios, por habernos dado salud y fortaleza para enfrentar el reto al cual estuvimos sometidos durante el diseño y fabricación de nuestro proyecto.

A nuestros padres por su apoyo incondicional, dando aquellas palabras de aliento y fortaleza en los momentos críticos tanto en desarrollo de nuestro proyecto como durante toda la carrera.

A nuestros maestros y mentores que sembraron en nosotros la semillas de su conocimiento, dándonos las herramientas suficientes para afrontar con templanza y sabiduría nuestra vida profesional.

A nuestro director de proyecto Ingeniero Mecánico Ricardo Alfonso Jaimes Rolón que no solo fue un guía ejemplar, dándonos sus acertados puntos de vista, en busca de las mejores soluciones, también fue aquel amigo que con su vos de experiencia nos daba la moral suficiente para afrontar los retos que día a día traía nuestro proyecto.

Hoy nos sentimos satisfechos de llegar a la finalización de nuestro proyecto, no solo por lograr nuestro título profesional, también por los infinitos conocimientos adquiridos al llevar a cabo el diseño y construcción de un sistema mecánico, pues la práctica es la única forma de formar el verdadero ingeniero mecánico.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	19
1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	21
2. JUSTIFICACIÓN	22
3. OBJETIVOS DEL PROYECTO DE GRADO	24
3.1.OBJETIVO GENERAL	24
3.1.1. Objetivos específicos:	24
4.PROCESO DE EMBUTIDOS CÁRNICOS	26
4.1.EMBUTIDOS FRESCOS.....	27
4.2. INSTALACIONES Y EQUIPOS	28
4.3. EMBUTIDORAS	30
4.3.1. Embutidora manual con avance discontinuo.....	31
4.3.2.Embutidora industrial	32
4.4. ATADORAS	34
4.4.1. Sistema de atado manual.....	35
4.4.2.Sistema de atado automático.....	36
5. DISEÑO CONCEPTUAL	37
5.1. INVESTIGACIONES INTERNACIONES	37
5.2. INVESTIGACIONES NACIONALES.....	38
5.3. INVESTIGACIONES LOCALES	40
5.4. ALTERNATIVA PARA EL DISEÑO.....	40
5.4.1. Parámetros de selección.....	40
5.5.TABLAS DE SELECCIÓN	42
5.6. DESCRIPCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS SELECCIONADAS	46
5.6.1. Embutidora vertical cilindro pistón con avance discontinuo mecánica ...	46
5.6.2. Atadora automática de productos cárnicos	48
6. DISEÑO DE DETALLE DEL SISTEMA DE EMBUTIDO	50

6.1.	RELACIÓN DE VELOCIDADES EN EL CILINDRO	53
6.2.	BOQUILLA	57
6.3.	VELOCIDAD LINEAL EN BOQUILLA Y EN EL PISTÓN.....	57
6.4.	FUERZA NECESARIA A EJERCER POR EL PISTÓN	61
6.4.1.	Cálculo aproximado mediante método de energías en tuberías	62
6.4.2.	Pruebas de presión	71
6.5.	CALCULO DE ESPESOR DEL CILINDRO	78
6.5.1.	Método teórico del Máximo esfuerzo cortante o método de Tresca	79
6.5.2.	Método de elementos finitos con Solidworks	83
6.5.3.	Método de recipientes a presión.	88
6.6.	DIMENSIONAMIENTO DE LA TAPA-BOQUILLA	91
6.6.1.	Método de recipientes a presión para tapa-boquilla.....	92
6.6.2.	Análisis por elementos finitos de la tapa-boquilla.....	98
6.6.3.	Características de la boquilla	104
6.7.	PERNOS DE SUJECIÓN	105
6.8.	MECANISMO DE IMPULSIÓN	115
6.8.1.	Tornillo de potencia	118
6.8.2.	Sin fin y corona	130
6.8.3.	Diseño del pistón de impulsión.....	134
6.9.	MOTOR Y SISTEMA ELÉCTRICO	141
6.10.	DISEÑO DE CHASIS SOPORTE DE LA EMBUTIDORA.....	146
7.	DISEÑO DE DETALLE DEL SISTEMA DE ATADO.....	151
7.1.	CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE LA ATADORA.....	154
7.1.1.	Análisis de fuerzas en el engranaje escogido	161
7.2.	DESPIECE DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL SISTEMA DE ATADO	171
7.2.1.	Eje porta piñones	172
7.2.2.	Tapa soporte del eje porta piñones.....	173
7.2.3.	Soporte aluminio para corte con punta tope de bronce.....	173
7.2.4.	Engranaje cónico 32 dientes	174
7.2.5.	Engranaje recto 110 dientes	175
7.2.6.	Unión rígida engranaje 90 dientes y piñón 25 dientes.....	176

7.2.7.	Barril Rosca.....	177
7.2.8.	Unión rígida piñón 55 dientes con barril rosca con platina para enhebre	178
7.2.9.	Platina porta cuchilla y aguja.....	179
7.3.	CARACTERCIÓN DE LOS ELEMENTOS NECESARIOS PARA LA AUTOMATIZACIÓN .	180
7.3.1.	¿Qué es un sistema automatizado?	181
7.3.2.	Cambio de manivela por moto-reductor DC	183
7.3.3.	Sistema de halado, adecuación para montaje de bandas.....	185
7.3.4.	Bandas de caucho nitrilo	187
7.3.5.	Pin de ajuste con resorte.....	190
7.3.6.	Parte de mando con PLC	191
8.	CONSTRUCCIÓN DE EMBUTIDORA	202
8.1.	FABRICACIÓN DEL CILINDRO PARA LA EMBUTIDORA	202
8.2.	FABRICACIÓN DE LA TAPA DEL CILINDRO PARA LA EMBUTIDORA	206
8.3.	FABRICACIÓN DE BOQUILLA.....	208
8.4.	FABRICACIÓN DE LOS PERNOS DE SUJECIÓN	209
8.5.	FABRICACIÓN DEL PISTÓN.....	210
8.6.	FABRICACIÓN DEL TORNILLO DE POTENCIA	212
8.7.	SIN FIN, CORONA Y CARCASA.....	214
8.7.1.	Rosca interna en la corona	214
8.7.2.	Montajes de rodamientos axiales.....	216
8.7.3.	Adecuaciones de la carcasa	218
8.8.	FABRICACIÓN DE CHASIS SOPORTE	220
8.9.	ENSAMBLE DE EMBUTIDORA.....	222
8.10.	MONTAJE DE MOTOR Y SISTEMA DE CONTROL ESCOGIDO	227
9.	PRUEBAS Y RESULTADOS	235
9.1.	PRUEBAS Y RESULTADOS DEL SISTEMA DE EMBUTIDO.....	235
9.1.1.	Pruebas del sistema motriz y sistema de embutido	235
9.1.2.	Tabla de resultados para la embutidora.....	238
9.2.	RESULTADOS ESPERADOS DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE ATADO	239
10.	ANÁLISIS DE COSTOS.....	240

10.1.	ANÁLISIS PARA EL SISTEMA DE EMBUTIDO	241
10.2.	ANÁLISIS DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE ATADO	243
11.	CONCLUSIONES.....	248
	BIBLIOGRAFÍA.....	253
	ANEXO.....	257

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: instalaciones del proceso de embutido	29
Figura 2: Embutidora Manual con avance discontinuo	31
Figura 3: embutidora vertical industrial de avance discontinuo.....	33
Figura 4: embutidora horizontal de alta producción	34
Figura 5: parte interna atadora manual.....	35
Figura 6: sistema de atado automático	36
Figura 7: bosquejo del sistema de embutido a diseñar	47
Figura 8: bosquejo tentativo del sistema de atado.....	49
Figura 9: Vista ensamble general embutidora	51
Figura 10: vista explosionado embutidora	52
Figura 11: recipiente para el pesaje de la carne	54
Figura 12: esquema guía para el cálculo de velocidades	58
Figura 13: esquema guía para análisis de presión en el sistema	63
Figura 14: pesaje pasta para prueba de fricción	65
Figura 15: dispoicion prueba de friccion.....	66
Figura 16: diagrama de cuerpo libre prueba de fricción.....	66
Figura 17: probeta 1 construida con materiales PVC.....	72
Figura 18: prueba con probeta en PVC	73
Figura 19: prototipos para prueba de presión	75
Figura 20: pruebas con prototipos faltantes	76
Figura 21: grafica para determina la fuerza en el sistema	77
Figura 22: clases de tapas para recipientes a presión.....	93
Figura 23: vista inferior tapa del cilindro medidas en pulgadas	95
Figura 24: vista superior tapa del cilindro medidas en pulgadas	95
Figura 25: corte en sección a la tapa para ver parte cónica	96
Figura 26: vista isométrica de la tapa del cilindro	98
Figura 27: perfil de tapa-boquilla del cilindro medidas en centímetros	105
Figura 28: esquema guía para cálculo de los pernos de sujeción	112
Figura 29: tuerca para ajuste de pernos modificada para uso manual	114

Figura 30: mecanismo sinfín corona	115
Figura 31: mecanismo de tornillo de potencia.....	116
Figura 32: prueba de fuerza necesaria con sistema real	118
Figura 33: Rosca tipo acmé	121
Figura 34: ángulo que forma la fuerza normal con el filete de la rosca	122
Figura 35: Corona de mecanismo encontrado	124
Figura 36: corona con rosca interna, sin fin y carcasa de mecanismo encontrado	132
Figura 37: esquema pistón tipo emparedado roscado en tornillo de potencia	136
Figura 38: motor trifásico de 3 hp a 3600 RPM.....	141
Figura 39: acople araña para unión eje motor y eje sin fin	142
Figura 40: variadores de velocidad para 3, 5 y 10 hp	144
Figura 41: final de carrera tipo brazo rotativo	145
Figura 42: resultados según desplazamiento unitario.....	150
Figura 43: vista de ensamble del sistema de atado	152
Figura 44: Vista de explosionada del sistema de atado.....	153
Figura 45: vista 1 modelo en Solidworks del sistema de atado manual.....	156
Figura 46: vista 2, modelo en Solidworks del sistema de atado manual.....	157
Figura 47: esquema cinemático sistema de atado.....	158
Figura 48: atadora manual fabricada en materiales comunes.	160
Figura 49: fuerzas que actúan en el diente del engranaje	162
Figura 50: mano sobre manivela.....	163
Figura 51: diagrama de cuerpo libre de la manivela de la atadora	164
Figura 52: eje porta piñones	172
Figura 53: tapa soporte de eje porta piñones	173
Figura 54: soporte aluminio con punta tope de bronce	174
Figura 55: engranaje cónico de 32 dientes	175
Figura 56: engranaje recto 110 dientes	176
Figura 57: pareja de engranes de 90 y 30 dientes.....	177
Figura 58: Barril rosca o eje soporte de carrete de hilo	178

Figura 59: unión rígida piñón 55 dientes con barril rosca y platina para enhebre	179
Figura 60: platina porta cuchilla y aguja.....	180
Figura 61: operación de atadora manual	182
Figura 62: sistema de atado con moto-reductor, chasis oculto	183
Figura 63: ubicación del moto-reductor en el chasis.....	184
Figura 64: vista 1, montaje de sistema de bandas para el alado de los embutidos	186
Figura 65: vista 2, montaje de sistema de bandas para halado de embutidos ...	186
Figura 66: banda en caucho nitrilo.....	188
Figura 67: modelamiento de banda en Solidworks	188
Figura 68: halado de embutidos por medio de bandas.....	189
Figura 69: pin de ajuste con resorte.....	190
Figura 70: esquema guía para cálculo de rotación en bandas	193
Figura 71: Autómata programable Siemens S7-200	195
Figura 72: partes de conexión del Siemens S7-200	196
Figura 73: diagrama de bloques sistema de control para la atadora	197
Figura 74: sensor a usar para el control de las vueltas en el los ejes mencionados	198
Figura 75: Esquema de conexiones PLC, sensores y motores	199
Figura 76: Diagrama de Grafcet.....	200
Figura 77: proceso de cilindrado común	203
Figura 78: refrentado de las caras del cilindro	204
Figura 79: Rotosfera, maquina especial para pulimento de acero inox	205
Figura 80: cilindro bruñido y refuerzos en sus extremos.....	205
Figura 81: perfil inferior de 8 mm y refuerzos para tapa	206
Figura 82: tapa terminada vista superior y inferior	207
Figura 83: unión universal roscada en acero inox 304.....	208
Figura 84: pernos de sujeción.....	209
Figura 85: platinas de acero con centro en duralon	210
Figura 86: pistón vista superior e inferior	211

Figura 87: maquinado del tornillo de potencia	212
Figura 88: tornillo de potencia maquinado	213
Figura 89: corona antes de las modificaciones	214
Figura 90: montaje en el torno para rosca interna en la corona.....	215
Figura 91: sentado de roscas corona y tornillo de potencia.....	216
Figura 92: izquierda rodamientos axiales, derecha rodamientos radiales	217
Figura 93: parte fija de la carcasa con montaje de tornillo sin fin.....	218
Figura 94: carcasa con llenado de valvulina y empaques nuevos	219
Figura 95: montaje en carcasa (sin fin corona), con tornillo de potencia	220
Figura 96: vista superior chasis soporte, agujeros para los pernos	221
Figura 97: vista inferior chasis soporte	222
Figura 98: soporte adicional en la carcasa	223
Figura 99: ensamble de carcasa sin fin corona en el chasis.....	223
Figura 100: ensamble en el chasis, pernos, carcasa, tornillo de potencia y pistón	224
Figura 101: montaje cilindro y tapa boquilla en el chasis.....	225
Figura 102: empaques en la tapa y cilindro	227
Figura 103: motor 3 hp a 1800 RPM.....	229
Figura 104: variador de velocidad V20 para 3 hp	230
Figura 105: de izquierda a derecha, luces guía, botón de emergencia y clavija .	230
Figura 106: final de carrera usado en el sistema	231
Figura 107: esquema grafico de conexión del motor y variador con sus elementos	232
Figura 108: esquema de conexión entre motor y variador.....	233
Figura 109: portada del manual de mantenimiento y operación del sistema de atado.....	234
Figura 110: montaje de prueba con motor 3 hp a 1800 RPM	237
Figura 111: montaje embutido terminado	237
Figura 112: cotización de embutidora Jamar	242

LISTA DE TABLAS

Tabla 1: clasificación de embutidos	27
Tabla 2: evaluación de Embutidora manual con avance discontinuo	42
Tabla 3: embutidora vertical cilindro pistón con avance discontinuo (hidráulica)	43
Tabla 4: embutidora vertical cilindro pistón con avance discontinuo (Mecánica)	43
Tabla 5: embutidora horizontal de alta producción continua.....	44
Tabla 6: sistema de atado manual	45
Tabla 7: sistema atadora automático	45
Tabla 8: dimensionamiento cilindro de almacenamiento	56
Tabla 9: resultados de pruebas de presión	77
Tabla 10: Propiedades de la simulación en Solidworks cilindro.....	83
Tabla 11: sujeciones del sistema de simulación	84
Tabla 12: fuerza aplicada para realizar.....	84
Tabla 13: resultados de simulación por esfuerzo.....	85
Tabla 14: resultados de simulación por desplazamiento	87
Tabla 15: propiedades de la simulación en Solidworks para la tapa del cilindro ..	99
Tabla 16: Características de las sujeciones en la simulación tapa de cilindro	100
Tabla 17: carga aplicada a la tapa	100
Tabla 18: resultado por máxima tensión de Von Mises	101
Tabla 19: resultados por máximo desplazamiento.....	102
Tabla 20: propiedades de la simulación para perno de sujeción	107
Tabla 21: características de la sujeción para la simulación	108
Tabla 22: Carga aplicada para la simulación	108
Tabla 23: resultados según máxima tensión de Von Mises	109
Tabla 24: resultados por desplazamiento unitario.....	110
Tabla 25: características generales de la simulación para el pistón	137
Tabla 26: características de la sujeción para la simulación del pistón	138
Tabla 27: características de carga aplicada para la simulación del pistón.....	138
Tabla 28: resultados simulación de pistón según Tensión de Von Mises	138

Tabla 29: resultados por deformación del pistón	140
Tabla 30: propiedades generales para la simulación del chasis	146
Tabla 31: fijación del chasis para la simulación	147
Tabla 32: características de fuerzas ejercidas sobre la simulación de chasis ...	147
Tabla 33: resultados según máxima tensión de Von Mises	149
Tabla 34: comparación de factor de seguridad	170
Tabla 35: tabla de resultados del sistema de atado.....	238
Tabla 36: tabla de resultados diseño de atadora	239
Tabla 37: costos de fabricación sistema de embutido	241
Tabla 38: presupuesto de fabricación para sistema de atado.....	244

LISTA DE ANEXOS

- Anexo A. Manual De Operación Y Mantenimiento Del Sistema De Embutido
- Anexo B. Acero Inoxidable 304 Uns S30400
- Anexo C. Decreto 1270 De 2002
- Anexo D. Planos Sistema De Embutido
- Anexo E. Planos Sistemas De Atado
- Anexo F. Ficha Técnica Motor
- Anexo G. Ficha Técnica Variador
- Anexo H. Ficha Técnica Automata PIC

NOTA: EL ARCHIVO DE ANEXOS PUEDE SER SOLICITADO EN LA SALA DE BASE DE DATOS DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA EMBUTIDORA Y ATADORA PARA LA PRODUCCIÓN INDUSTRIAL DE ALIMENTOS CÁRNICOS*

AUTORES: RUEDA PIMIENTO WILFER

RODRÍGUEZ TELLO DANIEL ERNESTO**

PALABRAS CLAVE: Embutidora, atadora de productos cárnicos, diseño, construcción

DESCRIPCIÓN:

La producción de alimentos cárnicos embutidos es una industria inmensa, que es desarrollada, en todos los niveles de fabricación, desde las multinacionales que manejan importaciones a nivel mundial, hasta la PIMES (pequeñas y medianas empresas), que compiten por el control de los mercados locales. Esta últimas presenta una grave desventaja frente a las grandes multinacionales, pues su nivel de industrialización es muy bajo, lo que les dificulta producir con alta calidad a precios cómodos, es así que teniendo en cuenta la misión de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER de hacer extensión hacia la comunidad, contribuyendo en el desarrollo tecnológico, se diseñó y construyó un sistema de embutidora y se diseñó un sistema de atado de dichos productos, para una empresa local (MERCOSAN) dedicada a esta actividad. En la etapa de diseño se evaluaron distintas alternativas de solución, donde la principal diferencia entre una y otra estaba en el uso de un sistema hidráulico o un sistema mecánico, para lo cual se evaluaron ítems de eficiencia, economía, viabilidad, durabilidad y satisfacción, aunque ambos cumplían con todos los requerimientos, la diferencia radica en el costo donde, el sistema mecánico presentó un ahorro sustancial, frente al sistema hidráulico, debido a que el sistema de funcionamiento es considerablemente más sencillo, el mecanismo a usar es un sistema moto-reductor con tornillo de potencia usando como pistón dentro de un cilindro de compresión, y el caso de la atadora con diseño de engranajes satélite planetarios, los materiales para su fabricación fueron escogidos bajo la norma que rige la producción de alimentos, decreto 3075 de 1997, El presente Decreto aparece publicado en el Diario Oficial 43.205 de diciembre 31 de 1991. Y así cumplir con todos los requerimientos legales

*Trabajo de grado

**Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.
Director Ricardo Jaimes Rolón

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A SAUSAGE MACHINE FOR THE INDUSTRIAL PRODUCTION OF MEAT PRODUCTS*.

AUTHORS: RUEDA PIMIENTO Wilfer

RODRÍGUEZ TELLO Daniel Ernesto**

KEYWORDS:Sausage Machine, Strapping Machine, Cylinder Piston, Design, Endless Power and Screw Crown.

DESCRIPTION:

The production of cold meat products is a major industry, developed at all levels of manufacturing, from the multinationals that handle imports on the global level, to the SMESs (small and medium enterprises) that compete for control over local markets. The latter have a serious disadvantage in a comparison with major multinationals, because their level of industrialization is very low, which makes it difficult for them to produce high quality at affordable prices. Therefore, considering the mission of UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER of reaching out to the community and contributing to technological development, a sausage production and strapping system was designed and built for a local company (MERCOSAN) in this line of business. At the design stage, various solutions were assessed, where the main difference between one and another was in the use of either a hydraulic or mechanical system. Their efficiency, economy, viability, durability and satisfaction were evaluated and, although they both met all the requirements, their difference lies in the cost, where the mechanical system showed substantial savings as compared to the hydraulic system, because its operation is considerably simpler. The mechanism to be used is a reduction motor with a power screw using a piston inside a compression cylinder. In the case of the strapping machine designed with planetary compression cylinder, in the case of the strapping machine designed with planetary satellite gears, the materials for its manufacture were chosen based on the regulations governing food production: Decree 3075 of 1997, published in the official Newspaper issue No. 43205 on December 31, 1991, in order to comply with all the legal requirements

* Degree Work

**Faculty of Physical-Mechanical Engineering.School of Mechanical Engineering.Director Ricardo Jaimes Rolon

INTRODUCCIÓN

Colombia un país en desarrollo, que se encuentra en un difícil paradigma, frente al bajo nivel de industrialización que presenta, en comparación con industriales internacionales, que entran continuamente al país y más aun con las facilidades que brindan los tratados de libre comercio, es por esto que es necesario implementar el desarrollo tecnológico desde a dentro, buscando aumentar el nivel de competitividad de la industria local y evitar una crisis económica inminente.

Un punto crítico dentro de este grave problema se encuentra en la industria productora de alimentos, pues aunque en el país existían empresas con un nivel de producción alto, en realidad son muy pocas frente a la gran competencia extranjera, así que se debe fortalecer aquellas empresas de los mercados locales denominadas PIMES (pequeñas y medianas empresas), y lograr sostener el mercado nacional en un nivel alto de aceptación.

La empresa MERCOSAN ubicada en la Ciudad de Bucaramanga, es una de estas pequeñas industrias dedicadas a la producción de alimentos cárnicos (embutidos), que busca el cómo modernizar su producción y ha decidido financiar el diseño y construcción de una Embutidora y Atadora de productos cárnicos, que es indispensable para aumentar su nivel de producción.

Es así como se lleva acabo el desarrollo de este interesante trabajo, que no solo resulto ser un reto de diseño y construcción, sinotambién un significativo proceso de investigación, que incentiva y fortalece futuros retos de innovación en este campo de la industria alimenticia, que brinda tan importante beneficio económico para el mercado local y nacional

1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La industria alimenticia moderna exige de la más alta tecnología en los equipos requeridos para sus procesos. Cada año, los departamentos de ingeniería de las fábricas de maquinaria para el sector, crean e implementan nuevas tecnologías y equipos, los cuales aumentan la calidad de los productos para sus clientes. Las últimas gamas de maquinaria nos permiten procesar con calidad, a alta velocidad y con un coste menor pero resaltando que son necesarias grandes inversiones para equipar a las empresas con equipos tecnológicamente avanzados. No obstante relación costo-efectividad de dicha inversión está demostrada, y no es difícil comprender que favorece el futuro de la empresa.

Por medio de investigaciones previas¹ y encuestas realizadas en las PYMES(pequeñas y medianas empresas) del sector cárnico, y contando con datos exactos de fabricación de dicho proceso, se llega a la conclusión, que la inyección de capital a una empresa de estas características en pro de la importación de equipos para el mejoramiento de su producción, es altamente riesgosa debido a la fluctuación del mercado local, y la alta competencia y por su puesto el bajo capital con se cuenta, resaltando que son empresas en desarrollo.

La empresa Mercosan ubicada en la ciudad de Bucaramanga y dedicada a la comercialización de productos cárnicos y embutidos no es ajena a esta problemática, y presenta la necesidad de aumentar su nivel de producción, y mejorar la calidad de sus productos, en pro de mantenerse en el mercado local y expandirse por todo el departamento.

¹ MONTROYA, Francisco. Manual para preparar productos cárnicos ahumados en forma artesanal. Red de Agroindustria Rural de Venezuela. Caracas: Universidad Nacional Experimental del Táchira, Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura. 1997. 71 p.

2. JUSTIFICACIÓN

Este proyecto se encamina a incentivar la innovación en las áreas de diseño y automatización en la industria productora de embutidos buscando la optimización y estandarización de los procesos, de una forma eficiente y aun costo relativamente bajo. La empresa Mercosan, presenta la necesidad de aumentar su nivel de producción, ya que su método de fabricación es prácticamente artesanal, dificultando el cumplimiento de pedidos y la ampliación de su cartera de clientes.

Aunque en el mercado nacional e internacional se encuentran, varios tipos de embutidoras y atadoras que bien podrían solucionar este problema, su elevado costo hace que para esta pequeña empresa sea muy riesgosa su adquisición, así que decide financiar el diseño y construcción de un sistema de embutido y atado llevado a cabo por dos estudiantes y dirigido por el cuerpo de docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, en representación de la Universidad Industrial en busca de suplir su necesidad sin tomar un riesgo elevado en la inversión.

Este proceso de diseño, contara con el análisis de varios puntos críticos encontrados en los sistemas comerciales, que hacen que se incremente su costo, como es la parte de accionamiento hidráulico, y los altos factores de seguridad utilizados en la definición de espesor de los materiales, que aunque funcionan con una alta efectividad, su relación costo-benéfico es relativamente baja, se propondrán análisis detallados de los espesores, y se plantea el accionamiento con un sistema mecánico que bajara altamente los costos de fabricación y por tanto de comercialización.

Este diseño cumple satisfactoriamente con todas las normas de higiene y sanidad que rigen la producción de alimentos, brindando así confiabilidad al producto mejorando la imagen de la empresa.

3. OBJETIVOS DEL PROYECTO DE GRADO

3.1. OBJETIVO GENERAL

Cumplir con el programa de Ingeniería Mecánica de la universidad Industrial de Santander que tiene como propósito la formación de ingenieros mecánicos con alta calidad técnica y científica, por este motivo este estudio se orienta al diseño y construcción de una máquina embutidora y atadora que optimice el proceso de elaboración de alimentos cárnicos embutidos.

3.1.1. Objetivos específicos:

Diseñar y construir una máquina embutidora de productos cárnicos, con las siguientes características

- Capacidad de embutido 30 kilogramos por minuto
 - Volumen de cilindrada de 28 litros
 - Sistema mecánico para accionamiento del proceso de embutido
 - Sistema multipropósito de boquillas
 - Control de velocidad del embutido
- Diseñar una máquina atadora, de productos cárnicos embutidos, con las siguientes características.
- Procesamiento de 4000 unidades en 2 horas

- El sistema de hilado mecánico debe Estandarizar la longitud del producto con las dimensiones establecidas por el usuario de la maquina (6-8 cm aproximadamente).
 - Sistema automático de atado continuo mediante PLC
 - Sistema de control de velocidad
-
- Realizar un manual de operación y mantenimiento de la embutidora

 - Realizar un análisis de costos comparativos del proyecto y los costos de adquisición de la máquina.

4. PROCESO DE EMBUTIDOS CÁRNICOS

La industria productora de carnes un mercado globalizado, que mueve anualmente millones de dólares y sostiene la economía de muchos países, debido a la gran atractivo que tiene entre los consumidores, por sus múltiples propiedades nutricionales y gran sabor, este producto presenta un gran número de variedades de consumo, que van desde un filete fresco ala brasa, hasta los productos con valor agregado, como son los ya mencionados embutidos.

La fabricación de los embutidos se ha realizado desde tiempos remotos cuando en la era del imperio Romano [26 a.C – 476 d.C] fabricaban un embutido similar al salchichón para ser consumido durante rituales religiosos o en ceremonias de fertilidad, resaltando así que este alimento ha estado presente en la mesa del hombre a lo largo de su historia.

Pero es a finales del siglo pasado surgió la necesidad de aumentar su producción a niveles industriales, debido a la creciente demanda, pues sus propiedades de largo tiempo de conservación lo convierte en uno de los alimentos más comercializados.

Este producto puede ser encontrado en diferentes presentaciones:

Tabla 1: Clasificación de Embutidos

Tipo de embutido	Refrigerador - sin abrir	Refrigerador - después de abierto	Congelador (Para mantener una mejor calidad)
Embutido fresco, sin cocinar	1 a 2 días, abierto o sin abrir	1 a 2 días, abierto o sin abrir	1 a 2 meses
Embutido fresco después de cocido por el	(no aplica)	3 a 4 días	2 a 3 meses
Embutido Duro/Seco	Entero, 6 semanas en la despensa; indefinidamente en el refrigerador	3 semanas	Rebanado, 1 a 2 meses
Embutidos "hot dogs" y otros embutidos cocidos	2 semanas	7 días	1 a 2 meses
Fiambres	2 semanas	3 a 5 días	1 a 2 meses
Embutidos de Verano (Semi-seco)	3 meses	3 semanas	

Fuente: Tomado de: Servicio de Inocuidad e Inspección de los Alimentos Departamento de Agricultura de los Estados Unidos. Los Embutidos y la Inocuidad de los Alimentos. Julio 2011. http://www.fsis.usda.gov/wps/wcm/connect/54f45552-03cd-4528-a6ce-8fa85d99e9/Sausages___Food_Safety_SP.pdf?MOD=AJPERES

Es de resaltar que el diseño presentado a continuación es dirigido principalmente a los embutidos frescos, que son los que la empresa Mercosan fabrica, pero con algunas modificaciones sencillas podría utilizarse para cualquiera de las presentaciones nombradas.

4.1. EMBUTIDOS FRESCOS²

El chorizo es un embutido crudo, de origen español, que difiere muy poco de la longaniza en cuanto a su composición. Se elabora a partir de carne picada de

²PRODUCTOS DE CONSUMOMASIVO. 2014. Food And Agriculture Organization Of The United Nations. Disponible en http://www.fao.org/inpho_archive. [consulta lunes 23 de Marzo de 2015]

cerdo revuelta con sal, especias y nitrato de potasio. El producto es embutido en tripa de cerdo y atado en fracciones de 10 a 25 centímetros. Existen diferentes clases y técnicas de elaboración dependiendo de los gustos de cada país, sin embargo, los condimentos comunes son la sal, el ajo, especias y chiles. En términos generales se les puede clasificar en cuatro categorías: De primera o especial hechos con lomo o jamón puros, de segunda o categoría industrial, que contienen 50% de lomo o jamón de cerdo y 50% de carne de ternera, de tercera, elaborada con un 75% de carne de vacuno y 25% de cerdo, de cuarta o tipo económico, que lleva carne de vacuno, otros tipos de carne o sustitutos de carne, adicionadas con grasa de cerdo.

En algunos países el chorizo se vende en forma cruda requiriéndose una etapa de freído antes de su consumo. No obstante, en el procedimiento tradicional el chorizo es desecado y ahumado, proceso en que la actividad acuosa se disminuye hasta un punto en que se impide el crecimiento microbiano (0.6 – 0.75). Durante el desecado ocurre la maduración del producto, que es un fenómeno bioquímico y microbiano muy complejo, donde se presentan tres fenómenos importantes: el enrojecimiento, el aumento de consistencia y la aromatización, a continuación se presenta el nombre y composición de la materia prima usada en su fabricación.

4.2. INSTALACIONES Y EQUIPOS

Para realizar el proceso de fabricación de embutidos es necesario cumplir con varias especificaciones que caracterizan al lugar donde se realizaran los procesos así, el local debe ser lo suficientemente grande para albergar las siguientes áreas: recepción de materia prima, proceso, empaque, cámara de frío, bodega, laboratorio, oficina, servicios sanitarios y vestidor. La construcción debe ser en bloc repellido con acabado sanitario en las uniones del piso y pared para facilitar

la limpieza. Los pisos deben ser de concreto recubiertos de losetas o resina plástica, con desnivel para el desagüe. Los techos de estructura metálica, con zinc y cielorraso. Las puertas de metal o vidrio y ventanales de vidrio. Se recomienda el uso de cedazo en puertas y ventanas. Dentro de las instalaciones se debe contar con los siguientes equipos:

- Molino para carne
- Mezcladora (cutter)
- Embutidora-atadora
- Generador de humo
- Ahumador
- Estufa
- Cuchillos y afilador de cuchillos
- Balanza

Figura 1: instalaciones del proceso de embutido



Fuente: Tomado de: TECNOPLAGAS, S.A. DE C.V. Manejo Integral de Plagas (MIP). Julio 2011. <http://www.tecnoplagas.com.mx/control-plagas.shtml#contenido>

Como se puede observar en la imagen anterior (figura 1), las características de higiene y organización son muy importantes al momento del montaje de la planta, de igual forma la correcta ubicación de la maquinaria facilita el funcionamiento continuo, eliminando los tiempos muertos

4.3. EMBUTIDORAS

Las máquinas embutidoras³ son utilizadas para rellenar con la mezcla de carne cruda, condimentos y aditamentos los embutidos en sus respectivos empaques (tripas naturales o artificiales), para que de esta manera se les puedan aplicar los procesos deseados (calentamiento, pre cocción, etc.) que sean necesarios para el consumo humano. Estas máquinas embutidoras pueden estar constituidas de sistemas de avance continuo o sistemas de avance discontinuo.

El avance discontinuo es aquel que nos limita a parar o pausar el proceso de llenado en cada ocasión que se haga necesaria la tarea de volver a completar el ciclo de almacenamiento (tanque o recipiente).

Las máquinas de avance continuo están conformadas por un conjunto de elementos de avance que le permite el usuario la alimentación de producto (mezcla de carne cruda, condimentos y aditamentos) sin interrupción del proceso de llenado.

³ JAPÓN G. JAIME Y OTROS. Ecuador. Universidad Politécnica Salesiana. 2008. 70 P.

.Este dispositivo se ha encargado de suplir la necesidad del aumento en la demanda de productos embutidos, pues desplazo en un alto porcentaje el método artesanal, las embutidoras se pueden clasificar por su capacidad de producción, a continuación se muestran sus características principales y en sus distintas presentaciones.

4.3.1. Embutidora manual con avance discontinuo.

Este tipo de embutidora es muy utilizada por pequeños comerciantes de carne, o en pequeños restaurantes, su fabricación es relativamente sencilla, consta de un cilindro pistón, sujeto de un chasis que puede estar horizontal o vertical, el cual es accionado por un sistema de manivela(ver figura 2), este conecta con un sistema de reducción de diámetro dirigido hacia la boquilla de salida que permite realizar el embutido, la capacidad de producción depende de la necesidad del propietario.

Figura 2: Embutidora Manual con avance discontinuo



Fuente: Tomado de: Tecnolenz líder en panificación y gastronomía. Embutidora manual. Julio 2011.
<http://tecnolenz.com/index2.php?tip=carniceria&tipo=embutidora&de=pp>

4.3.2. Embutidora industrial

Este sistema de embutido, ha venido remplazando el sistema manual en aquellas empresas en las cuales ha sido necesario aumentar su nivel de producción, estos sistemas realizan un incremento de hasta el 500% dependiendo de cuál tipo de embutidora que se utilice, actualmente se pueden encontrar en las siguientes presentaciones:

- Embutidora vertical tipo cilindro pistón con avance discontinuo

Esta presentación es común en las fábricas con un nivel de producción medio, poseen una capacidad entre 20 a 30 litros dependiendo de los requerimientos, funciona con un sistema cilindro pistón vertical, accionado normalmente de forma hidráulica, el llenado debe hacerse cada final de cilindrada mediante la apertura de la tapa superior, presenta un sistema de multi-boquilla para trabajar con diferentes presentaciones de embutidos, su capacidad de producción está entre 25 a 35 kg de embutido por minuto.

Figura 3: embutidora vertical industrial de avance discontinuo



Fuente: Tomado de: La casa de las picadoras de carne. Picadoras - Embutidoras - Cutters. Julio 2011. http://www.picadorasdecarne.com/epages/61826649.sf/es_ES/?ObjectPath=/Shops/61826649/Products/H15pi

- Embutidora Horizontal con sistema de tolva con avance continuo

Este sistema es usado por industrias con producción continua, donde la demanda a suplir necesita de un sistema de bodega para evitar quedar sin producto, el sistema cuenta con sistema cilindropistón horizontal, y sistema de tolva que permite un abastecimiento continuo controlado mediante un PLC, el accionamiento del pistón es hidráulico, su capacidad esta entre los 50 a 100 kg de embutido por minuto, su ventaja más importante a resaltar es la minimización de tiempos muertos, evitando paradas para abastecimiento.

Figura 4: embutidora horizontal de alta producción



Fuente: Tomado de:RISCO S.p.A. modelo RS 505 CP. 2015. http://www.risco.it/es/page_61.html

4.4. ATADORAS

Son máquinas que miden y atan con hilo, en forma continua, embutidos frescos en tripas naturales o artificiales; Gracias a su uso se logran productos más inocuos e higiénicos pues estandarizan la producción en unidades de igual tamaño y algunas permiten poner lazos o colgadores⁴.

⁴PRESENTACIÓN DE SISTEMAS DE ATADO. 2015. Citalsa. equipos y servicios de alta calidad. disponible en <http://www.citalsa.com/ciproducts/1/95#firstproduct>. [consulta miércoles 20 de mayo de 2015].

Los mecanismos usados en estas máquinas son similares en toda sus presentaciones, solo varían en su tamaño y velocidad, dependiendo de los requerimientos presentados, en la presente entrega se muestra el diseño en detalle de cada una de las partes del sistema en pro de satisfacer las necesidades de la empresa.

Este sistema principalmente se encuentra comercialmente en dos aplicaciones manual y automática, que se presentan a continuación.

4.4.1. Sistema de atado manual

Este sistema es usado por industrias pequeñas que inician la apertura de mercados, y deciden dejar atrás la producción artesanal, pero que al mismo tiempo no desean poner en riesgo una inversión considerable. El sistema de atadora manual está compuesto por un chasis donde se sujetan las partes principales como el eje porta piñones, engranaje superior y medio, piñón cónico, barril rosca, manivela y el carrete de hilo.

Figura 5: parte interna atadora manual



Fuente: Tomado de: NK soluciones Inoxidables. Atadora modelo NK30. 2015.
<https://www.youtube.com/watch?v=AKqLsnNIBvY>

Su funcionamiento es producido por el giro de la manivela que acciona el mecanismo conductor, y este está ensamblado de acuerdo del tamaño de embutido que se quiera producir, es importante el buen ensamble para un excelente rendimiento y exactitud en el atado, la eficiencia de la maquina depende del operario pues será quien provee la fuerza motora necesaria.

4.4.2. Sistema de atado automático

Este sistema es usado en plantas de producción continuas donde es indispensable aumentar al máximo el nivel de producción, cabe de resaltar que su rendimiento depende del tamaño y del tipo de producto que se esté trabajando, estas máquinas eliminan la necesidad de un operario, pues el movimiento rotario y el halado de la corea es suministrado por motores paso a paso controlados por sistemas PLC, aunque internamente es el mismo mecanismo de atado su eficiencia aumenta debido a la automatización llegando a producir hasta 200 unidades por minuto.

Figura 6: sistema de atado automático



Fuente: Tomado de: Citalisa equipos y servicios de calidad. Atadora automática para embutidos RS 21 - 00301007. 2015. <http://www.citalisa.com/ciproducts/1/95#firstproduct>

5. DISEÑO CONCEPTUAL

Para enriquecer el conocimiento sobre el cómo llevar a cabo el diseño del sistema de atado y embutido a continuación se presenta el estado del arte, el cual contiene los estudios más relevantes a nivel internacional, nacional y local, resaltando los aportes más importantes de cada uno de ellos en pro de la conceptualización del presente diseño

5.1. INVESTIGACIONES INTERNACIONES

5.1.1. Estudio de factibilidad para la automatización de la producción de embutidos en la planta de cárnicos de la empresa Zamorano⁵

El objetivo de este estudio se orientó a analizar la factibilidad y viabilidad técnica y financiera de la sustitución de una máquina embutidora hidráulica-manual por una embutidora porcionadora automática en la planta de productos cárnicos de Zamorano. El proyecto se desarrolló por medio de las siguientes etapas: Identificar las principales actitudes de los consumidores de embutidos, identificar la tecnología que mejor cubra las necesidades de la planta y determinar los costos de inversión y operación de la tecnología recomendada, caracterizar el marco legal del proyecto en las áreas: laboral, comercial, sanitaria y ambiental, realizar un análisis financiero incremental que permita evaluar la rentabilidad y liquidez del proyecto y determinar su sensibilidad en términos de rentabilidad, ante cambios en las variables económicas claves.

⁵ RIVAS, E. Zamorano. Honduras. Escuela Agrícola Panamericana. 2002. 56-29 P.

Los resultados finales del proyecto revelan que en el mercado la producción se había duplicado en los últimos 4 años, también que al hacer el análisis de liquidez del proyecto con financiamiento, se encontró que los primeros dos años tienen saldos negativos, lo cual implica que se tienen que presupuestar en las operaciones normales de la Zamo-empresa, por otro lado la factibilidad técnica y financiera del proyecto es positiva, antes y después de financiamiento.

El proyecto investigado aporta un estudio a la factibilidad de cambiar el sistema de producción de los embutidos, nos ofrece parámetros y elementos claves en el proceso de cambio para saber si es rentable o no, lo cual es un análisis que se puede llevar a la industria local con ciertos ajustes, pero de igual modo es una buena guía para poder analizar la viabilidad del proyecto.

5.2. INVESTIGACIONES NACIONALES

5.2.1. Diseño de un sistema automatizado para el masajeado de carnes en la lonchería, carnes y embutidos Sajonia.⁶

El objetivo de este estudio se orientó a diseñar un dispositivo de masajeado de carnes aptas para consumo humano que cumpla con los requerimientos de capacidad, automatización y ergonomía que se especifican en los alcances del proyecto, enmarcado en el decreto 30758 de 1997 de la república de Colombia a un precio inferior a propuestas nacionales.

Este proyecto se desarrolló por medio de etapas a continuación nombradas: diseñar la estructura mecánica de un dispositivo para el masajeado de cárnicos a

⁶ IZQUIERDO, O. Cali. Universidad Autónoma de Occidente. 2011. 219-30 P.

la luz del decreto 3075 de 1997 de la república de Colombia, dotar al dispositivo de un sistema de variación de velocidad de rotación, dotar al dispositivo de un sistema que le permita condimentar la carne al vacío y dotar al dispositivo de un sistema que permita al usuario seleccionar el tiempo o en su defecto el número de revoluciones para la condimentación de la carne.

De donde se concluye que la aplicación del método de diseño mecatrónica permite conseguir un dispositivo que cumple con la normatividad gubernamental, además el diseño del contenedor de mezclado es altamente satisfactorio ya que se caracteriza por contar con superficies predominantemente curvas que facilitan su limpieza, una disposición espacial que permite su fácil cargue y descargue manual, necesidades vitales para el cliente.

Además de contar con una capacidad superior a los 700 kg totales requeridos, a la luz de los resultados el equipo de vacío seleccionado cumplió holgadamente con todos los requerimientos de salubridad, tolerancia a las partículas de carne, condimentos, sales, capacidad de vacío y demás. Estos requerimientos se obtuvieron mediante los procesos de investigación y benchmarking, entre ellos cabe mencionar una capacidad de $60\text{m}^3/\text{h}$, vacío final de 640 mm/Hg y válvula de control de vacío.

Aunque este proyecto abarca una de las fases anteriores a proceso de embutido y atado de los productos cárnicos, es de gran ayuda para conocer los procesos a seguir y el correcto planteamiento del desarrollo del objetivo general, así como mirar cuales son los factores claves a la hora del diseño de una máquina que tiene contacto con productos cárnicos.

5.3. INVESTIGACIONES LOCALES

En la ciudad de Bucaramanga y en el departamento de Santander no se encontró documentación o registro de alguna investigación cercana al proceso de construcción y diseño de un sistema de atado y embutido de productos cárnicos, pero se encontró información de comerciantes de metalmecánica del barrio Girardot, que mediante encargo fabrican embutidoras verticales, pero sin tener en cuenta ninguna teoría de diseño o investigación, simplemente a partir de su experiencia es decir de forma empírica.

De lo anterior se pudo obtener datos valiosos en pro de los métodos de fabricación a usar, y de las posibles dificultades que se pueden tener a la hora de la toma de decisiones en pro de temas como materiales a usar, fuerza requerida, potencia de motor y limitaciones de diseño.

5.4. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA PARA EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE EMBUTIDORA Y DISEÑO DE ATADORA

5.4.1. Parámetros de selección

A continuación se plantean los parámetros que guiaran la selección de las alternativas más viables, teniendo en cuenta los requerimientos presentados por la empresa.

- Capacidad de producción: En la empresa Mercosan, cuenta con un pedido semanal promedio de 4000 a 6000 unidades de embutido, los cuales son

realizados en dos días de labor utilizando dos operarios esta cantidad de unidades equivalen a 200 kg, se busca que la alternativa a usar cumpla holgadamente este propósito y se estableció que como mínimo se produzca 25 kg de embutido por minuto.

- **Facilidad de construcción:** el sistema seleccionado atadora y embutidora tendrán características en su diseño que permitirán su construcción en el medio local, así bien que de ante mano se debe realizar una investigación de la capacidad de fabricación con la que se cuenta en la ciudad antes de realizar los respectivos diseños.
- **Facilidad de operación:** el sistema completo de atado y embutido, debe ser operado máximo por dos operarios, siempre y cuando se quiera disminuir el tiempo de operación, pero deben ser completamente maniobrables por uno solo.
- **Durabilidad:** El sistema seleccionado debe ser fabricado con los materiales establecidos por el decreto 3075 de 1997 que rige para este tipo de industrias, de esta forma las características de su diseño garanticen larga durabilidad y salubridad para el consumidor.
- **Seguridad:** la seguridad en la operación es el factor más importante al hora de escoger la alternativa más viable pues está ligado directamente con el bienestar de los operarios y de la misma empresa, por esta razón el sistema debe ser estable, bien acoplado y no presentar puntos críticos de fatiga.

- Presupuesto: la empresa ha destinado un presupuesto para la construcción de la embutidora y un aporte para realizar el diseño de la atadora, por tanto el costo de fabricación no debe superar el presupuesto así que será este el factor determinante dentro de la selección.

5.5. TABLAS DE SELECCIÓN

A partir de la descripción dada anteriormente de los tipos de embutidoras y atadoras existentes y basándose en los parámetros de selección nombrados se crea una tabla de calificación y caracterización de cada una de las alternativas, para realizar la selección de sistema a diseñar.

Se le asignó un puntaje a cada uno de los parámetros evaluados en las alternativas siendo 0 el menor grado de aceptación y 10 el mayor, y así se logró hacer una comparación precisa.

Tabla 2: evaluación de Embutidora manual con avance discontinuo

EMBUTIDORA MANUAL CON AVANCE DESCONTINUO		
PARÁMETROS	DESCRIPCIÓN	PUNTAJE
Producción	Baja producción necesidad de un alto porcentaje de mano de obra para alcanzar los objetivos	1
Construcción	Su construcción es relativamente sencilla dependerá del tamaño requerido.	8
Operación	Fácil de operar pero se necesita de mucha fuerza-hombre para su funcionamiento	3
Durabilidad	Esta depende del material en que se fabrique, no siempre cumple con las normas.	4.5

Seguridad	Por tener un tamaño y producción pequeñas, la seguridad no es problema.	7
Presupuesto	El presupuesto alcanzaría para construir varias de estas, pero lo que se busca es una automatización	4
TOTAL		27.5

Tabla 3: embutidora vertical cilindro pistón con avance discontinuo (hidráulica)

Ebutidora vertical tipo cilindro pistón con avance discontinuo (hidráulica)		
PARÁMETROS	DESCRIPCIÓN	PUNTAJE
Producción	Su nivel de producción cumple con lo requerido	10
Construcción	Su construcción está a nivel de la industria local aunque con algunas dificultades en la parte hidráulica	6.5
Operación	Fácil operación solo un operario es necesario	8
Durabilidad	Buena durabilidad cumple la norma	8
Seguridad	Se debe tener especial precaución con la presión registrada en el sistema	7
Presupuesto	El presupuesto es superado con este dispositivo debido a que la unidad hidráulica es altamente costosa	3
TOTAL		42.5

Tabla 4: embutidora vertical cilindro pistón con avance discontinuo (Mecánica)

Ebutidora vertical tipo cilindro pistón con avance discontinuo (Mecánica)		
PARÁMETROS	DESCRIPCIÓN	PUNTAJE

Producción	Su nivel de producción cumple con lo requerido	10
Construcción	Su construcción está a nivel de la industria local Partes mecánicas un poco complejas	7
Operación	Fácil operación solo un operario es necesario	8
Durabilidad	Buena durabilidad cumple la norma	8
Seguridad	Se debe tener especial precaución con la lubricación del sistema	7
Presupuesto	El presupuesto satisface los costos de esta alternativa	10
TOTAL		50

Tabla 5: embutidora horizontal de alta producción continua

Embutidora horizontal de alta producción		
PARÁMETROS	DESCRIPCIÓN	PUNTAJE
Producción	Su nivel de producción sobre pasa el requerido	10
Construcción	Su construcción no es posible solo con la industria local	5
Operación	Fácil operación frente a las anteriores	10
Durabilidad	Buena durabilidad cumple la norma	8
Seguridad	Es segura en todos los parámetros	8
Presupuesto	El presupuesto no alcanza para su fabricación	2
TOTAL		43

Según las tablas de evaluación el sistema con mayor puntaje de aceptación para el caso de la embutidora, es el sistema vertical cilindro pistón con avance discontinuo Mecánico, resaltando que el presupuesto existente cubre a la

totalidad con lo necesario para su diseño y construcción, además de que cumple con todos los parámetros establecidos durante la selección.

Ahora se hace el análisis para las alternativas vistas de la atadora, utilizando el mismo sistema de calificación.

Tabla 6: sistema de atado manual

Atadora manual de productos cárnicos		
PARÁMETROS	DESCRIPCIÓN	PUNTAJE
Producción	Su nivel de producción bajo	4
Construcción	Su construcción está a nivel de la industria local Pero se busca una automatización	5
Operación	Fácil operación solo un operario es necesario	8
Durabilidad	Su durabilidad depende del material usado no siempre cumple con la normatividad	4
Seguridad	Por su bajo nivel de producción y tamaño la seguridad es alta	7
Presupuesto	El presupuesto satisface los costos de esta alternativa	10
TOTAL		38

Tabla 7: sistema atadora automático.

Atadora automática de productos cárnicos		
PARÁMETROS	DESCRIPCIÓN	PUNTAJE
Producción	Su nivel de producción cumple con lo requerido	10
Construcción	Su construcción está a nivel de la industria local	7

Partes mecánicas un poco complejas		
Operación	Fácil operación solo un operario es necesario	8
Durabilidad	Buena durabilidad cumple la norma	8
Seguridad	Se debe tener especial precaución con la lubricación del sistema y mantenimiento	7
Presupuesto	El presupuesto satisface los costos de esta alternativa	10
TOTAL		50

Según el análisis hecho en las tablas de evaluación el sistema con mayor puntaje de aceptación para el caso del proceso de atado, es el sistema de atadora automática, resaltando que el presupuesto existente cubre a la totalidad con lo necesario para su diseño y construcción, además de que cumple con todos los parámetros establecidos durante la selección.

Por tanto se concluye en realizar el diseño en detalle de los sistemas de embutidora vertical cilindro pistón con avance discontinuo (Mecánica), y la atadora automática, los cuales según los parámetros de evaluación fueron las alternativas más viables.

5.6. DESCRIPCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS SELECCIONADAS

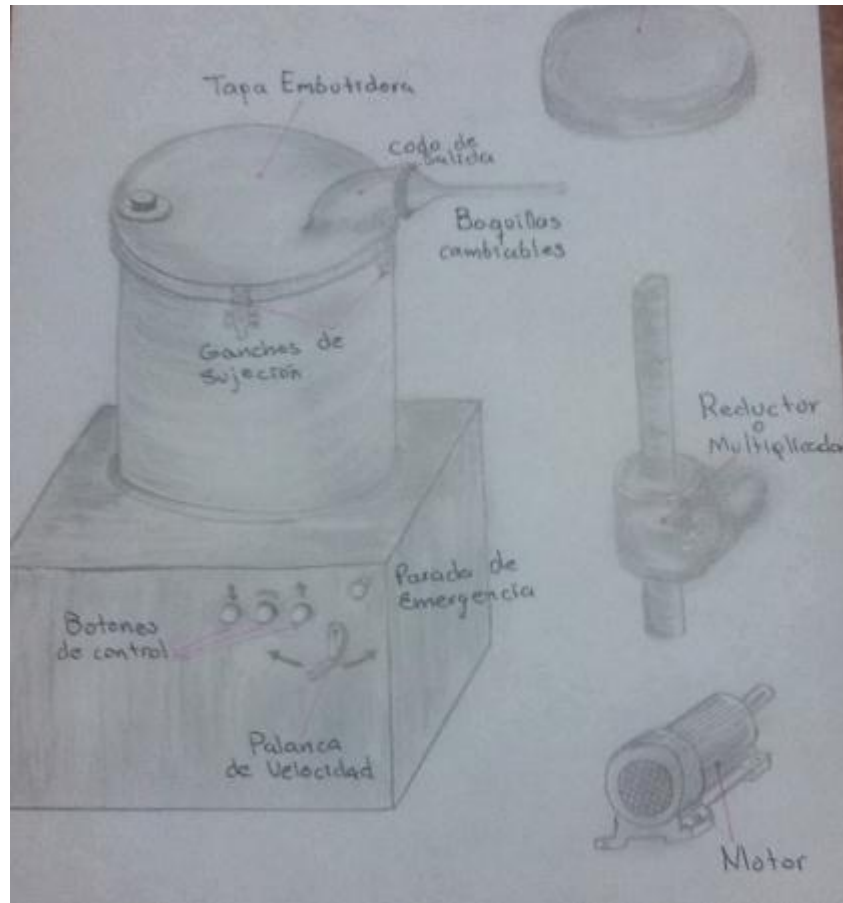
5.6.1. Embutidora vertical tipo cilindro pistón con avance discontinuo mecánica

El sistema cilindro pistón vertical, con tapa de múltiples boquillas resulta eficiente para la demanda de la empresa, pues cumple con el requerimiento de producción, mientras conserva la calidad de la carne sin alterar sus propiedades durante el proceso de embutido.

Este sistema presenta las características externas descritas en la información mostrada anteriormente sobre los tipos de embutidoras, teniendo como partes fundamentales tapa-boquillas, cilindro-piston y mecanismo de impulsión, siendo este último el que marca la diferencia frente al sistema hidráulico, pues se usa un sistema tornillo de potencia impulsada por sin fin corona, en lugar de un cilindro-pistón hidráulico como habitualmente se realiza en las maquinas comerciales de este tipo.

Para impulsar la rotación del sistema sin fin corona se utiliza un motor eléctrico trifásico de 3 hp, unido de forma rígida al eje del sin fin el cual estará dentro de la carcasa junto a la unión corona tornillo de potencia, esta carcasa tendrá la función de mantener lubricado el sistema, pues es tipo sumergible, este mecanismo se soporta al chasis de la máquina, el cual le da la estabilidad y seguridad necesaria (ver figura 7).

Figura 7: bosquejo del sistema de embutido a diseñar



El control del avance y retroceso del tornillo de potencia impulsor del pistón se realizara con fines de carrera que controlaran la cantidad exacta de pasta a embutir de igual forma se tiene, un sistema PWM regulador del velocidad conectado al motor el cual regulara las RPM requeridas en la salida del motor, dándole adicionalmente protección en arranque y paradas.

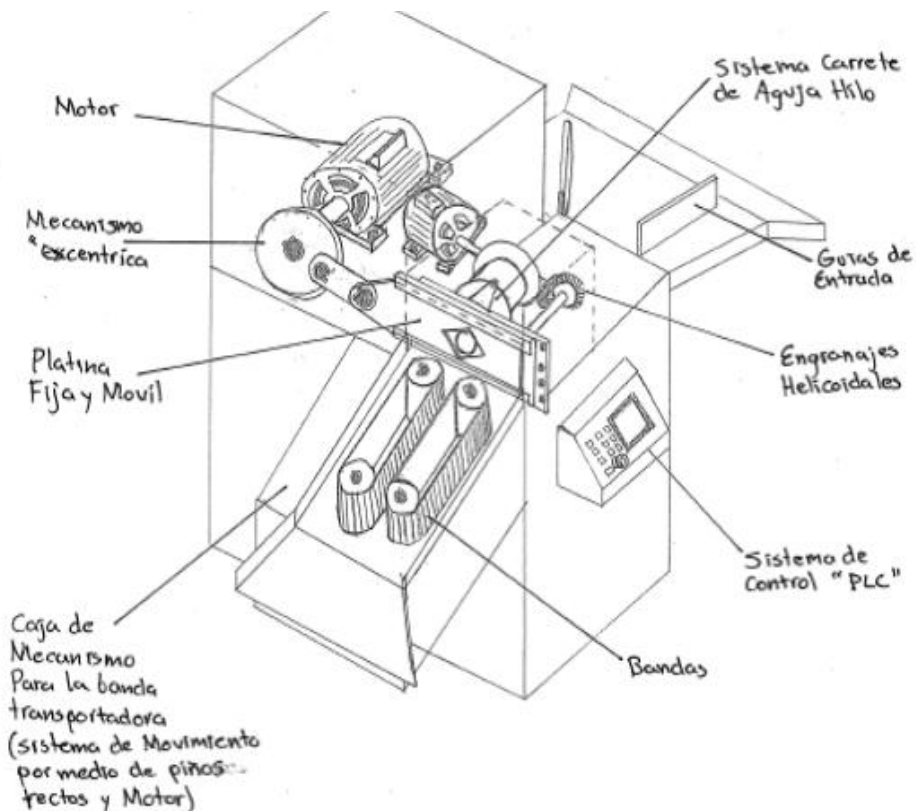
5.6.2. Atadora automática de productos cárnicos

Este sistema de atado consta de un mecanismo central denominado eje porta piñones el cual recibe el torque por medio de un engranaje cónico unido al eje transmisor de potencia, en el eje porta piñones se encuentra el engranaje

superior y medio, lo cuales tramiten movimiento al barril rosca que esta solidaria al carrete de hilo que es el encargado junto con la aguja de hacer el atado.

El sistema nombrado anteriormente es el básico internamente de cualquier sistema de atado, en el presente caso se plantea en remplazar la manivela por un motor paso a paso controlado mediante PLC, y en la parte del halado del embutido se instalaran un sistema de bandas de presión que rotaran a un ritmo controlado por motor paso a paso halando los embutidos, permitiendo en cada detención el atado de las unidades (ver figura 8).

Figura 8: bosquejo tentativo del sistema de atado



6. DISEÑO DE DETALLE DEL SISTEMA DE EMBUTIDO

Al investigar sobre el diseño de embutidoras en general, se puede notar la confidencialidad que las empresas manejan con datos claves en el diseño, como son: relación entre diámetros de cilindro boquilla, velocidad de avance de pistón y fuerza requerida en el pistón, por esta razón se hizo necesario realizar una investigación exhaustiva en relación con estos puntos críticos de diseño, pues a partir de estos datos se realiza el dimensionamiento de la máquina.

Al analizar la materia prima a tratar que es la pasta de carne para los embutidos, y buscar información sobre su caracterización, fueron pocos los datos encontrados sobre su comportamiento y características como: densidad, viscosidad coeficientes de fricción, así que hubo que partir de cero con el análisis de la pasta específicamente con la que se fabrica en Mercosan.

Para mayor claridad de los cálculos a continuación se muestra el modelado en general en Solidworks del sistema de atado, vista ensamble general y vista explosionada si se desea precisar en detalles ver en el anexo c, plano de embutidora ensamble general y vista explosionada.

Figura 9: Vista ensamble general embutidora

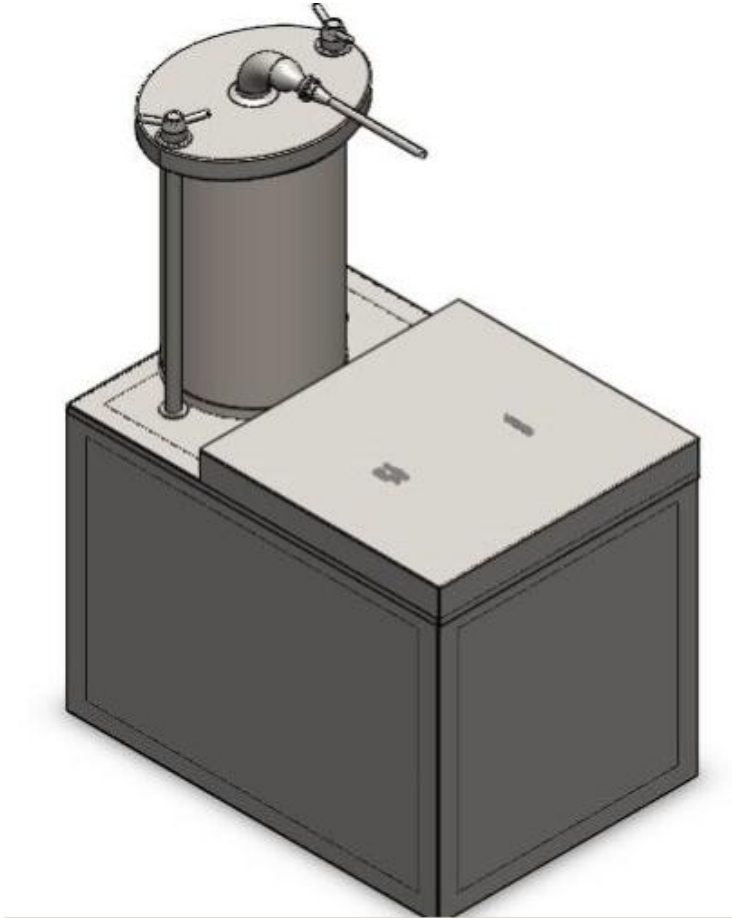
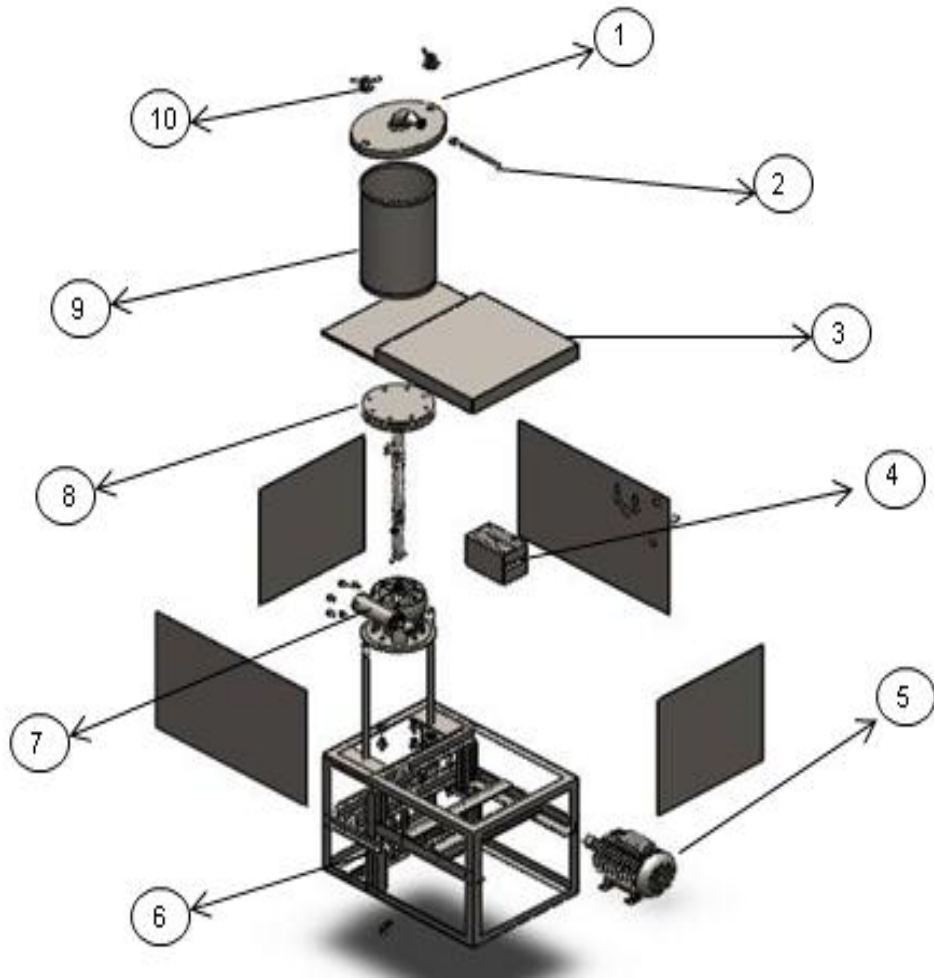


Figura 10: vista explosionado embudidora



- 1. Tapa de embudidora
- 2. Boquilla de embutido

3. Tapas para forro de maquina
4. Variador de velocidad
5. Motor
6. Chasis
7. Reductor sin fin corona
8. Pistón con tornillo de potencia
9. Tanque
10. Tuerkas de presión

De esta forma se inicia con el análisis de velocidades en el sistema siendo esta el punto crítico más relevante en pro de un buen funcionamiento del sistema.

6.1. RELACIÓN DE VELOCIDADES EN EL CILINDRO

Como se menciona en los objetivos específicos se espera que la embutidora tenga una capacidad de embutido de 30 kg/min, este dato fue asignado de un estudio hecho a las embutidoras comerciales de este tipo, donde en promedio la capacidad estaba en 28 kg/min, así pues que se estandarizo en 30 kg/min para hacer un diseño competitivo.

También se hace mención a que la capacidad de almacenamiento se ha de 40 kilogramos, este valor al compararlo con las embutidoras comerciales es muy superior, pues normalmente están entre los 25 a 30 kilogramos, esto se debe a que en estos modelos comunes se deben hacer paradas continuas para hacer el llenado del cilindro de almacenamiento, produciendo tiempos muertos, así que se decide aumentar la capacidad en busca de mayor competitividad.

Estos dos parámetros son fundamentales para definir el tamaño del cilindro y la velocidad en la boquilla y en el pistón, lo más importante inicialmente es garantizar que el tamaño del cilindro cumpla con el dimensionamiento para almacenar los 40 kilogramos de carne por tanto se realiza el respectivo calculo.

Al analizar cómo se puede dimensionar el tanque, se hace indispensable el conocer el volumen que ocupan los 40 kilogramos de carne pues este será el mismo que debe tener el cilindro, la relación entre la masa y el volumen es la densidad, así que el valor de la densidad es necesario conocerlo, como este dato teóricamente no se encuentra, pues como se ha mencionado la caracterización de este producto no es muy común, se debe realizar un experimento sencillo para conocerlo, mostrado a continuación.

Figura 11: recipiente para el pesaje de la carne



Se tomó un recipiente de un volumen de 0.35 lt, el cual se llenó con la pasta de carne, luego se pesó obteniendo 316 gramos de pasta a partir de estos datos y utilizando el solverEES el cual se usó para todos los cálculos pertinentes se obtuvo:

$$V_{p_{\text{tomado}}} = 0.00035837 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$W_{p_{\text{tomado}}} = \frac{316}{1000} \cdot 1 \text{ [kg]} \quad (2) \quad \text{peso de la pasta tomada}$$

$$V_{0_{\text{espe}}} = \frac{V_{p_{\text{tomado}}}}{W_{p_{\text{tomado}}}} \quad (3) \quad \text{Volumen especifico de la pasta tomada}$$

$$\rho_{\text{pas}} = \frac{1}{V_{0_{\text{espe}}}} \quad (4) \quad \text{Densidad de la pasta tomada}$$

De las ecuaciones anteriores se obtienen los siguientes resultados:

$$\rho_{\text{pas}} = 881.8 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad V_{0_{\text{espe}}} = 0.001134 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

Como se puede observar se tiene ya el valor de la densidad por tanto se procede al dimensionamiento del tanque o cilindro de almacenamiento, este cálculo se realiza mediante un proceso de iteración en EES de la siguiente forma.

Primero se calcula el volumen que debe tener el tanque a partir de la relación masa, volumen y densidad:

$$M_c = 40 \text{ [kg]} \quad (5) \text{ masa de pasta de carne dentro del cilindro}$$

$$V_{\text{espe}} = 0.001134 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$V_{1\text{cil}} = M_c \cdot V_{\text{espe}} \quad (6) \text{ volumen que debe tener el cilindro}$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene el volumen que debe tener el cilindro

$$V_{1\text{cil}} = 0.04536 \text{ [m}^3\text{]} \quad (1) \text{ Volumen de pasta de la muestra}$$

Así pues que se inicia un proceso de iteración con las siguientes ecuaciones, 7 y 8 donde se varía diámetro y longitud buscando los valores que nos den el volumen buscado.

$$A_{\text{cil}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{cil}}^2 \quad (7) \text{ área transversal del cilindro}$$

$$V_{2\text{cil}} = A_{\text{cil}} \cdot l \quad (8) \text{ volumen del cilindro para comparar}$$

$$V_{1\text{cil}} = 0.04536 \text{ [m}^3\text{]}$$

En la siguiente tabla y después de varias interacciones se muestran la combinación correcta entre diámetro y longitud que proporcionan el volumen deseado.

Tabla 8: dimensionamiento cilindro de almacenamiento

RELACION DIAMETRO-LOJITUD				
1..15	1 vol1 _{cil} [m ³]	2 vol2 _{cil}	3 D _{cil}	4 l
Run 1	0.04536	0.02444	0.29	0.37
Run 2	0.04536	0.02597	0.295	0.38
Run 3	0.04536	0.02757	0.3	0.39
Run 4	0.04536	0.02922	0.305	0.4
Run 5	0.04536	0.03095	0.31	0.41
Run 6	0.04536	0.03273	0.315	0.42
Run 7	0.04536	0.03458	0.32	0.43
Run 8	0.04536	0.0365	0.325	0.44
Run 9	0.04536	0.03849	0.33	0.45
Run 10	0.04536	0.04055	0.335	0.46
Run 11	0.04536	0.04267	0.34	0.47
Run 12	0.04536	0.04487	0.345	0.48
Run 13	0.04536	0.04714	0.35	0.49
Run 14	0.04536	0.04949	0.355	0.5
Run 15	0.04536	0.05191	0.36	0.51

Se puede observar que una longitud de cilindro o de carrera en el pistón de 0.48 metros y un diámetro de 0.345 metros, nos proporcionan un volumen igual al que se necesita para el almacenamiento de los 40 kg de pasta de carne por cilindrada.

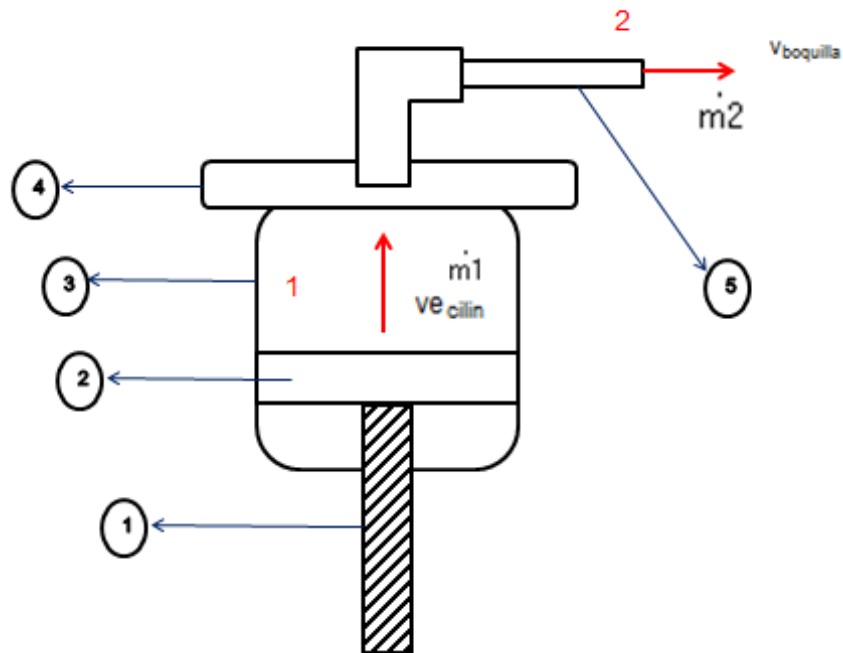
6.2. BOQUILLA

El diámetro de la boquilla de salida se estandarizo por medio de la sugerencia de la empresa en donde solicitaron que esta no tuviera un diámetro superior a 2 cm, pues así se facilita la postura de la corea (tripa), en su posición, se estandariza en 1.8 cm para dar mayor comodidad.

6.3. VELOCIDAD LINEAL EN BOQUILLA Y EN EL PISTÓN

La velocidad en la boquilla, ya está parametrizada debido al requerimiento de 30 kg/min, y un diámetro promedio de 2 cm, posterior a tener esta velocidad se procede al cálculo de la velocidad del pistón el proceso es el siguiente.

Figura 12: esquema guía para el cálculo de velocidades



Donde.

- 1: Tornillo de potencia impulsor
- 2: pistón
- 3: cilindro o tanque de almacenamiento
- 4: tapa cilindro o tanque
- 5: boquilla

La velocidad en la boquilla se determina a partir de las siguientes ecuaciones:

Datos.

$$\dot{m}_2 = 30 \text{ [kg/min]} \quad \text{Flujo másico en la boquilla}$$

$$\rho_{pas} = 881.8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$D_{boq} = 0.02 \text{ [m]} \quad \text{Diámetro en la boquilla}$$

Se aplica la ecuación 10 de flujo másico donde este se relaciona con el área transversal de la boquilla y la densidad de la pasta de carne, para obtener la velocidad lineal de salida en la boquilla.

$$A_{boq} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{boq}^2 \quad (9) \quad \text{área transversal de la boquilla}$$

$$v_{boquilla} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_{pas} \cdot A_{boq} \cdot 60} \quad (10) \quad \text{velocidad lineal de salida en la boquilla}$$

De las ecuaciones anteriores se obtienen los siguientes resultados.

$$A_{boq} = 0.0003142 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$D_{boq} = 0.02 \text{ [m]}$$

$$\dot{m}_2 = 30 \text{ [kg/min]}$$

$$\rho_{pas} = 881.8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$v_{boquilla} = 1.805 \text{ [m/s]}$$

Así se obtiene una velocidad en la boquilla de 1.805 m/s la cual garantizara una capacidad de embutido de 30 kg/min.

Ahora para la velocidad en el cilindro se usara una igualación entre el flujo másico en la boquilla y en el cilindro o tanque, pues analizando el esquema es de notar que deben ser iguales, y las ecuaciones son.

Datos.

Diámetro del cilindro o tanque

$$D_{cil} = 0.345 \text{ [m]}$$

$$l_{cil} = 0.48 \text{ [m]} \quad \text{Longitud de cilindro o tanque}$$

$$\dot{m}_2 = 30 \text{ [kg/min]}$$

$$\rho_{pas} = 881.8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Se usan los datos ya conocidos como el diámetro y longitud estándar ya calculados del cilindro, el flujo másico y densidad también nombrados anteriormente.

Ahora se plantea la igualación de flujos.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (11) \text{ flujo másico en el cilindro igual al de la boquilla}$$

\dot{m}_1 : flujo másico dentro del cilindro o pistón

Con esta igualación se garantiza los 30 kg/min necesarios ahora planteamos la ecuación 13 de flujo másico dentro del cilindro y su respectiva área.

$$A_{cil} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{cil}^2 \quad (12) \quad \text{área transversal del cilindro}$$

$$ve_{cilin} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_{pas} \cdot A_{cil} \cdot 60} \quad (13) \quad \text{velocidad lineal de avance del pistón}$$

A partir de las ecuaciones anteriores se obtienen los siguientes resultados.

$$A_{cil} = 0.09348 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$D_{cil} = 0.345 \text{ [m]}$$

$$l_{cil} = 0.48 \text{ [m]}$$

$$\dot{m}_1 = 30 \text{ [kg/min]}$$

$$\dot{m}_2 = 30 \text{ [kg/min]}$$

$$\rho_{pas} = 881.8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$ve_{cilin} = 0.006066 \text{ [m/s]}$$

Se observa un velocidad lineal de avance en el pistón de 0,006 m/s o mejor 0.6 cm/s, la cual es una velocidad baja, pero considerando la diferencia de áreas, su valor es razonable, ahora bien para el diseño se tomara 1 cm/s que será más conveniente para cálculos de dimensionamiento y demás permitirá un rango de variación si alterar la productividad.

6.4. FUERZA NECESARIA A EJERCER POR EL PISTÓN

Al realizar el diseño de cualquier dispositivo, siempre se presentan puntos críticos, que determinan en gran porcentaje sus características finales, normalmente estos puntos hacen referencia a delimitaciones que pueden estar dadas por espacio, fuerza, temperatura, movimiento, presiones etcétera, a las cuales se es necesario adaptarse, en la mayoría de los casos se presentan circunstancias en las cuales la teoría o material bibliográfico se queda corto en información por lo tanto es

necesario realizar aproximaciones o experimentos que guíen los pasos a seguir hacia un buen diseño.

En el presente caso la fuerza necesaria a ejercer por el pistón en el proceso de empujar la pasta de carne, es el punto crítico de diseño, pues este valor determina el dimensionamiento de todas las partes de la máquina, al igual que determinara la potencia necesaria a consumir por el sistema.

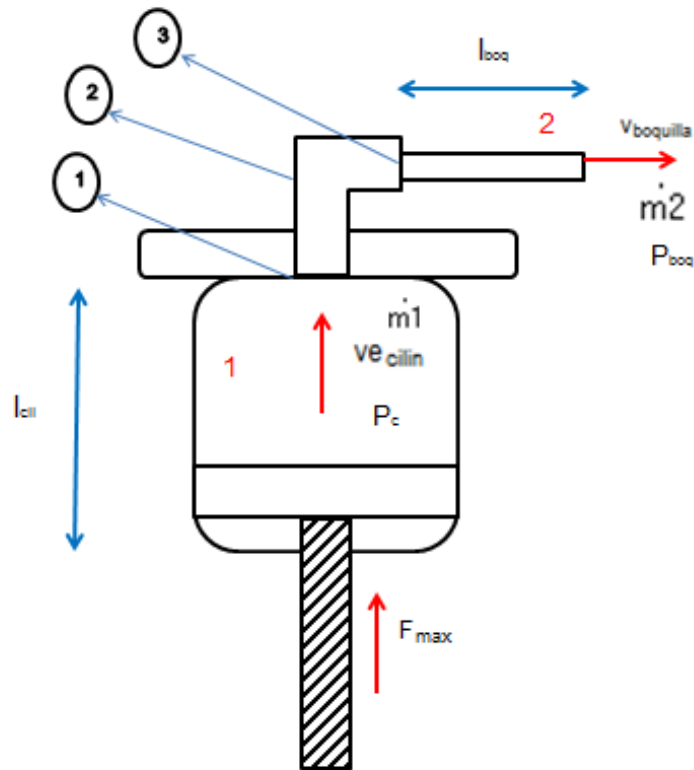
Así que se proponen varios métodos en busca de encontrar un valor cercano al que se presente en la realidad, los cuales se muestran a continuación.

6.4.1. Cálculo aproximado mediante método de energías en tuberías ⁷

Al analizar el recorrido que debe hacer la pasta de carne por el cilindro hacia la boquilla por medio del codo y las reducciones, se puede observar que se asemeja a un sistema de tuberías en cual se presentan pérdidas por accesorios y también por longitud, así que se plantea el siguiente proceso de cálculo.

⁷MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. Madrid España. Ediciones del castillo S.A. 1993. 150 P.

Figura 13: esquema guía para análisis de presión en el sistema



Donde.

L_{boq} : longitud lineal de la boquilla

P_c : presión dentro del cilindro o tanque de almacenamiento

P_{boq} : presión en la salida de la boquilla

F_{max} : fuerza máxima a ejercer por el pistón

1: cambio de sección 1 cilindro-codo

2: codo 90°

3: cambio de sección 2 codo-boquilla

Datos.

Los datos necesarios para realizar el cálculo de la presión, en su gran mayoría son conocidos anteriormente, en este caso aparecen nuevas incógnitas que se hacen necesarias establecer, como son: longitud aproximada de la boquilla y coeficiente de fricción entre acero inoxidable y la pasta de carne, la longitud de la boquilla se establece según recomendación de la fábrica en 30 cm para tener suficiente espacio en la colocación de la corea o tripa, y en el caso del coeficiente de fricción, se hace consulta de tablas que proporcionan coeficientes de fricción entre distintos materiales pero en ningún caso se encuentra algún dato cercano al que se busca, por esta razón se procede a realizar el siguiente experimento para establecer este dato.

Para realizar el procedimiento se usaron los siguientes materiales:

- Lamina de acero inoxidable 304
- Flexómetro
- 230 gramos de pasta de carne
- Mesa de en acero inoxidable
- Gramera

Figura 14: pesaje pasta para prueba de fricción

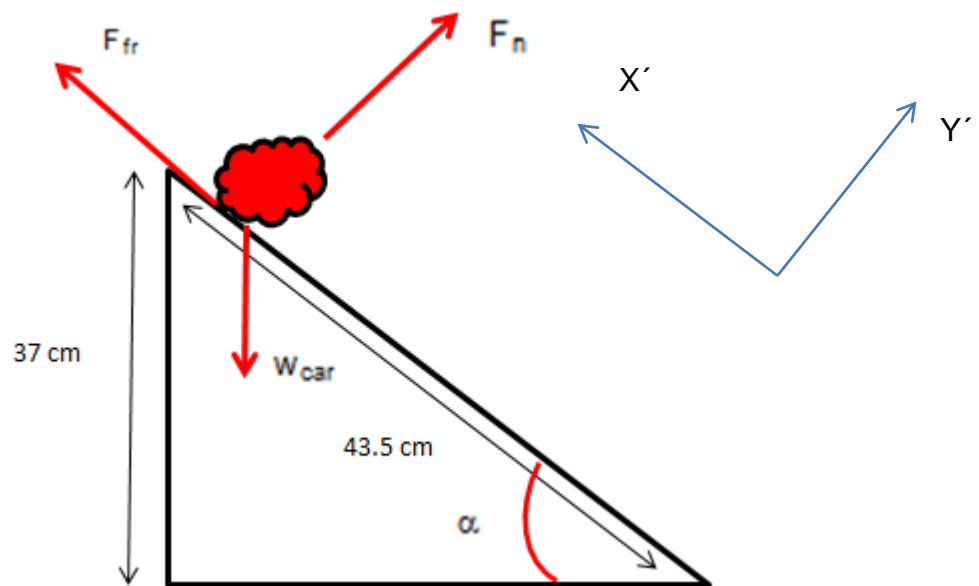


Se realizó el desplazamiento a las instalaciones de la empresa, se tomó la muestra de 230 gramos de pasta de carne, el cual se ubicó sobre la lámina de acero inoxidable como se ve en la figura, y se inició un movimiento vertical creando un ángulo de inclinación entre la mesa y la lámina en busca del ángulo en el cual se presente el deslizamiento de la carne, en ese instante se detiene el movimiento y se toma registro de las medidas de los lados del triángulo que se forma entre la lámina y la mesa.

Figura 15: disposición prueba de fricción



Figura 16: diagrama de cuerpo libre prueba de fricción



En la figura anterior se muestra el DCL, que se toma como guía para el cálculo del coeficiente de fricción y se plantean las siguientes ecuaciones:

Datos

$L_{hip} = 43.5$ [cm] Longitud de la hipotenusa del triángulo

$L_{caop} = 37$ [cm] Longitud cateto opuesto

$W_{car} = 0.23$ [kg] Peso de la pasta de carne tomada

Con los datos anteriores se procede hacer el cálculo del ángulo aplicando la función seno:

$$\alpha = \arcsin \left[\frac{L_{caop}}{L_{hip}} \right] \quad (14) \text{ cálculo del ángulo de inclinación}$$

Esta ecuación nos arroja el siguiente resultado:

$$\alpha = 58.27 \text{ [}^\circ\text{]}$$

De esta forma se tiene el ángulo de inclinación entre la lámina y la mesa ahora se plantea un sistema en equilibrio con sumatoria de fuerzas iguales a cero⁸.

sumatoria de fuerzas en X'

$$F_{fr} - F_{car} \cdot \sin(\alpha) = 0 \quad (15) \text{ fuerzas en X'}$$

sumatoria de fuerzas en Y'

$$F_n - F_{car} \cdot \cos(\alpha) = 0 \quad (16) \text{ fuerzas en Y'}$$

⁸BEER, Ferdinand. RUSSELL, Johnston. EISENBERG, Eliot. Mecánica vectorial para ingenieros. Ciudad de México. McGraw-hil. 2007. 220 P.

Donde F_{car} es la fuerza de la pasta de carne expresada en Newton así:

$$F_{\text{car}} = W_{\text{car}} \cdot g \quad (17) \text{ fuerza ejercida por el peso de la pasta de carne}$$

Ahora se aplica la condición de movimiento inminente teniendo en cuenta la fuerza normal F_n y el coeficiente de rozamiento μ así para obtener la fuerza de fricción F_{fr} completar el sistema así:

$$F_{\text{fr}} = F_n \cdot \mu \quad (18) \text{ fuerza de fricción, condición de movimiento inminente}$$

Del anterior sistema de ecuaciones se obtienen los siguientes resultados:

$\alpha = 58.27$ [°]	$F_{\text{car}} = 2.256$ [N]	$F_{\text{fr}} = 1.919$ [N]
$F_n = 1.186$ [N]	$L_{\text{caop}} = 37$ [cm]	$L_{\text{hip}} = 43.5$ [cm]
$\mu = 1.618$	$w_{\text{car}} = 0.23$ [kg]	

Se puede observar los valores de las fuerzas normales y de fricción y a resaltar el coeficiente de fricción 1.618 que es el valor buscado para continuar con el diseño, se puede observar también que este valor es superior a valores consultados en tablas de coeficientes de fricción⁹ entre diferentes materiales por lo tanto el diseño va a tener un comportamiento conservativo.

Ahora se puede continuar con el procedimiento de cálculo de presión por medio del método de energías.

Teniendo los datos faltantes que son:

⁹PARADA, Alfredo. Fatiga fisura progresiva. Bucaramanga Colombia. UIS fondo de desarrollo. 1990. 9 P.

$$l_{boq} = 0.3 \text{ [m]} \quad f_{est} = 1.618$$

$$z_a = 0.48 \text{ [m]}$$

Es de resaltar que se hacen una reasignación de variables para mayor comodidad en el manejo de las ecuaciones, donde la longitud del cilindro se denomina Z_a y el coeficiente de fricción estático se denomina F_{est} , ahora se tiene.

Se plantea la ecuación 19 de energías entre el punto 1 y 2 observados en el sistema así.

$$\frac{P}{\rho_{pas}} + \frac{V_{cil}^2}{2} - \left[\frac{V_{max}^2}{2} + g \cdot z_a \right] = H_l + H_{ac} \quad (19)$$

Donde es de notar que la presión en la salida de la boquilla por ser atmosférica se toma como 0 y la velocidad a la salida de la boquilla se toma como $V_{max} = 1 \text{ cm/s}$ como ya fue nombrada anteriormente, H_l y H_{ac} hacen referencia respectivamente a las pérdidas por longitud de tubería y pérdidas por accesorios que se denotan en las ecuaciones 20 y 21 así:

$$H_l = f_{est} \cdot \frac{l_{cil}}{d_{cil}} \cdot \frac{V_{cil}^2}{2} + f_{est} \cdot \frac{l_{boq}}{D_{boq}} \cdot \frac{V_{max}^2}{2} \quad (20)$$

$$H_{ac} = k_{c1} \cdot \frac{V_{max}^2}{2} + k_{c2} \cdot \frac{V_{max}^2}{2} + k_{cod} \cdot \frac{V_{max}^2}{2} \quad (21)$$

Donde K_{c1} , k_{c2} son las constantes de pérdidas de la contracción 1 y 2 respectivamente y k_{cod} es la constante de pérdida para el codo estos valores son tomados de tablas de constantes para accesorios del libro de Potter¹⁰.

Para los cambios de sección se presentan las ecuaciones 22 y 23 así.

$$K_{c1} = 0.5 \cdot \left[1 - \frac{(d_{2pul} \cdot 39.37)^4}{(d_{cil} \cdot 39.37)^2} \right] \cdot \sqrt{\sin(45)} \quad (22)$$

$$K_{c2} = 0.5 \cdot \left[1 - \frac{(D_{boq} \cdot 39.37)^2}{(d_{2pul} \cdot 39.37)^2} \right] \cdot \sqrt{\sin(45)} \quad (23)$$

Y según la tabla de constantes de pérdida para codo de 2 pulgadas tenemos.

$$K_{cod} = 0.23$$

Y se expresa la fuerza necesaria en la ecuación 24, en función de la presión del sistema y el área del cilindro así.

$$F_{max} = P \cdot A_{cil} \quad (24)$$

Del anterior sistema de ecuaciones se obtienen los siguientes resultados.

$$F_{max} = 4437 \text{ [N]}$$

$$P = 62772 \text{ [pas]}$$

¹⁰ POTTER, Merle C. WINGGERT David C, Mecánica de fluidos. Madrid España. Ediciones Paraninfo S.A., 2003, índice de tablas.

Por tanto se tiene un presión interna en el cilindro de 62772 pas que equivalen a 9.10 psi y una fuerza necesaria a ejercer por el pistón de 4437 N que equivalen a 452.44 kg aproximadamente media tonelada de fuerza.

Al hacer el análisis de estos datos es de notar que la presión interna y la fuerza obtenidas son considerablemente bajas, y consultando con fabricantes empíricos del sector industrial local y con el docente guía Ingeniero Ricardo Alfonso Jaimes Rolon hacen la sugerencia de que se revisen esos valores pues se consideran muy bajos, y aconsejan realizar pruebas experimentales.

Por tanto se procede a realizar un prototipo a escala en busca de un mejor acercamiento, de la siguiente forma.

6.4.2. Pruebas de presión

Inicialmente se plantea un modelo pequeño del sistema cilindro- pistón, y tapa-boquilla que permita observar la presión del sistema y realizar una posible aproximación a la presión real.

Para realizar esta prueba fueron necesarios los siguientes materiales.

- Tubo PVC de 6 pulgadas de diámetro
- Tapón PVC para tubo de 6 pulgadas
- Codo PVC de 1 pulgada

- 3 kilogramos de pasta de carne
- Rodaja de madera circular para simular pistón
- Prensa hidráulica

Con los materiales se construyó un sistema cilindro pistón a escala del sistema real como se observa en la figura 15.

Figura 17: probeta 1 construida con materiales PVC



Con este sistema se procede a realizar la prueba de presión con el fin de ubicar el mayor valor de presión en el sistema, utilizando la prensa hidráulica de precisión del laboratorio de materiales de la universidad industrial de Santander, con el montaje que se aprecia en la figura se inicia una serie de pruebas variando la velocidad del pistón entre 0.5 cm/sg a 2 cm/sg, se encontró registro una presión máxima de 1.357 psi, y fuerza de 300 kg

Figura 18: prueba con probeta en PVC



Analizando los valores obtenidos en la prueba de presión, es de notar que los valores registrados de presión y fuerza son inclusive menores a los calculados, generando dudas sobre este procedimiento, para dar confiabilidad, se rempazan

los valores reales de la prueba en los datos requeridos en el código de cálculo anterior, los resultados no son congruentes por tanto se da como no valida esta información y se procede a realizar un experimento más real, descrito a continuación.

Se cree que la prueba anterior no fue satisfactoria debido a que el prototipo estaba muy lejos en cuestión de medidas del real, así que lo que se plantea es realizar dos prototipos más, uno con unas medidas intermedias y otro que supere las reales, para así generar un patrón de comportamiento y poder encontrar un dato preciso.

Para la construcción y prueba de los dos prototipos adicionales fueron necesarios los siguientes materiales.

- Tupo en acero 1020 de 9 pulgadas de diámetro por 12 pulgadas de longitud
- Tubo en acero 1020 de 16 pulgadas de diámetro por 12 pulgadas de longitud
- 2 codos a 90° de ¼ de pulgada
- Soldadura
- Equipo de soldadura
- 15 kilogramos de pasta de carne
- Prensa hidráulica
- 2 rodajas de madera para simular pistón

Con los materiales nombrados se procede a la construcción de los prototipos mencionados como se observa en la figura 17.

Figura 19: prototipos para prueba de presión



Debido al tamaño de los nuevos prototipos no fue posible el uso de la prensa anterior, por tal razón se tuvo que realizar la prueba con un prensa común, en la cual se hizo la revisión de sus componentes y se revisó la calibración del manómetro con el fin de tener un resultado preciso.

Figura 20: pruebas con prototipos faltantes



Se realizaron las pruebas a los dos prototipos faltantes (ver figura 18), tomando los mismos parámetros que en la prueba anterior y se realizó la siguiente tabla registrando los resultados

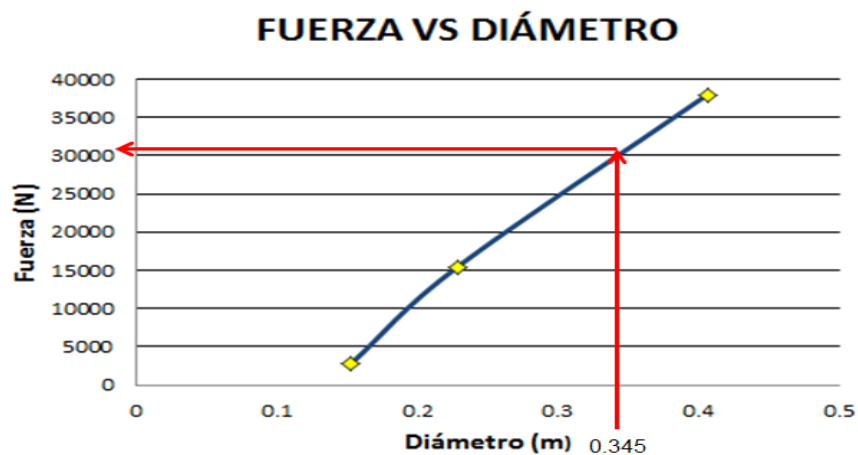
Tabla 9: resultados de pruebas de presión

#	Diámetro (m)	Velocidad pistón (m/s)	Presión máxima (pas)	Fuerza máxima (N)
1	0.1524	0.5-2	9234	2678.13
2	0.2286	0.5-2	377167	15480.18
3	0.4064	0.5-2	292749	37974.51

Es de resaltar que la presión registrada se da en el cilindro de la prensa hidráulica, en la cual se hizo la prueba, pues dentro del tanque será otra debido a la diferencia de áreas.

De los anteriores resultados se puede analizar un comportamiento no lineal en relación a la presión y a la fuerza, por tanto se corrobora que era muy complejo acertar a un valor real solo con un prototipo de prueba, ya que el diámetro real del cilindro es de 0.345 m se encuentra dentro del rango tomado para la muestra, así que se presenta el siguiente grafico donde se da un estimado de la fuerza y presión reales en el sistema.

Figura 21: grafica para determina la fuerza en el sistema



En el anterior grafico se muestra la relación encontrada en las pruebas entre la fuerza a ejercer por el pistón y el diámetro del cilindro, como se ha mencionado anteriormente las pruebas tenían la característica fundamental de que el diámetro mayor superara el diámetro real del cilindro, y de esta forma se puede hacer lo que se muestra en el gráfico.

Se ubica el diámetro de 0.345 m, y se intersecta en busca de la fuerza requerida, se observa que esta entre 30000 a 31000 N tomaremos el valor mayor, 31000 N que equivalen a 3160.5 kg,, esta fuerza produce una presión interna en el cilindro de 331614.58 pas que equivalen aproximadamente de 50 psi.

A partir de estos datos se podrá entrar al dimensionamiento del espesor, del cilindro y tapa.

6.5. CALCULO DE ESPESOR DEL CILINDRO

El espesor del cilindro es muy importante entorno a la seguridad del sistema, pues es dentro de este es donde se realizara la compresión de la pasta de carne, hacia la boquilla.

Para calcular un espesor correcto se usaron los siguientes métodos

6.5.1. Método teórico del Máximo esfuerzo cortante o método de Tresca¹¹

Este método hace referencia a que la fluencia del material se produce por el esfuerzo cortante esto surgió de la observación de la estricción que se produce en una probeta cuando es sometida a un ensayo de tensión dicha falla se producirá cuando el esfuerzo cortante máximo absoluto en la pieza sea igual o mayor al esfuerzo cortante máximo absoluto de una probeta sometida a un ensayo de tensión, en el momento que se produce la fluencia, por tal razón este método es el más conservativo para realizar cálculos de espesores, estando por arriba de teorías como la de teoría de energía de distribución de Von Mises.

El cálculo se realiza así:

En primera instancia se debe definir si se trabaja con cilindro de pared gruesa o de pared delgada, se estima que el espesor del cilindro estará entre 1 mm a máximo 8 mm por tanto se usa el promedio para definir qué tipo usar. Se trabaja entonces con 5 mm, un cilindro de pared delgada es aquel que cuando se divide el diámetro en su espesor tendremos un valor superior a 40 y para pared gruesa pues será menor a dicho valor.

Por tanto como se tiene un diámetro de cilindro de 345 mm y un espesor aproximado de 5 mm, se divide 345 en 5 tendremos 69 como resultado, este es valor a 40 por tanto el cilindro se trabajara como de pared delgada.

¹¹ MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas. Ciudad de México. Pearson Educación INC, 2006. 350 P.

Datos.

$$D_{cil} = 0.345 \text{ [m]}$$

$$r_{cil} = \frac{D_{cil}}{2} \quad \text{Radio del cilindro}$$

$$S_y = 3.1 \times 10^8 \text{ [pas]} \quad \text{Resistencia a la fluencia del acero inoxidable}$$

$$F_{max} = 10000 \cdot 9.81 \text{ [N]} \quad \text{Fuerza máxima usada para el cálculo}$$

En el caso de la fuerza máxima para el cálculo se decide tomar 10 toneladas para hacer de este cilindro una pieza confiable en el sistema y así evitar posibles fallas.

Se tiene.

$$t_h = \frac{6}{1000} \quad \text{Espesor de prueba con factor de seguridad}$$

$$P_i = \frac{F_{max}}{A_{cil}} \quad (25) \text{ presión del sistema}$$

$$A_{cil} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{cil}^2$$

Con este procedimiento lo que se busca es el factor de seguridad, probando con diferentes diámetros, que como se dijo se cree que se encuentre entre 5 a 8 mm.

En el momento que se hizo el estudio de viabilidad de construcción de la maquina en el medio local, se encontró una empresa que ofrece tubería de gran

diámetro en inoxidable y que justamente ofrecen un tubo de 35 cm de diámetro con un espesor de 6 milímetros, para espesores mayores se encontraban pero en diámetros más pequeños, el costo del tramo de tubo que ofrecía la empresa es un 40% más económico que mandar a fabricar el cilindro por medio del proceso de cilindrado, así que se probara este espesor en busca del factor de seguridad que si es mayor a 2 es aceptable.

Esfuerzos presentes en el cilindro.

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_i \cdot r_{cil}}{t_h} \quad (26) \quad \text{esfuerzo tangencial}$$

$$\sigma_z = \frac{P_i \cdot r_{cil}}{2} \cdot t_h \quad (27) \quad \text{esfuerzo axial}$$

$$\sigma_r = 0 \quad (28) \quad \text{esfuerzo Radial}$$

El esfuerzo radial es 0 debido a que el pistón no rozara radial mente el cilindro, pues los oring será los encargados de hacer el sello entre la pared del cilindro y el pisto, descartando este tipo de esfuerzo.

Se hace una reasignación de las ecuaciones 26, 27 y 28 para ordenar los esfuerzos y aplicar la ecuación final.

$$\sigma_1 = \sigma_\theta \quad (29) \text{ esfuerzo principal 1}$$

$$\sigma_2 = \sigma_z \quad (30) \text{ esfuerzo principal 2}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r \quad (31) \text{ esfuerzo principal 3}$$

Ahora:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{S_y}{n_s} \quad (32) \text{ igualación para el factor de seguridad}$$

Con la ecuación 32 se define el factor de seguridad n_s , así de las anteriores ecuaciones se obtienen los siguientes resultados.

$$A_{cil} = 0.09348 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$D_{cil} = 0.345 \text{ [m]}$$

$$F_{max} = 98100 \text{ [kgf]}$$

$$n_s = 10.28$$

$$P_i = 1.049E+06 \text{ [pas]}$$

$$r_{cil} = 0.1725 \text{ [m]}$$

$$\sigma_1 = 3.017E+07 \text{ [pas]}$$

$$\sigma_2 = 543.1 \text{ [pas]}$$

$$\sigma_3 = 0 \text{ [pas]}$$

$$\sigma_r = 0 \text{ [pas]}$$

$$\sigma_\theta = 3.017E+07 \text{ [pas]}$$

$$\sigma_z = 543.1 \text{ [pas]}$$

$$S_y = 3.100E+08 \text{ [pas]}$$

$$t_h = 0.006 \text{ [mm]}$$

Se observa un factor seguridad de 10 bastante alto al considerar que es aceptable mayor de 2, pero al analizar que si se deja un espesor menor, inicialmente no se podría comprar el tanque nombrado y se hace más costosa la fabricación, y también teniendo en cuenta el tamaño del cilindro, este estará expuesto a pequeños golpes puntuales que podrían causar sumaduras, así que se decide tomar el espesor de 6 mm.

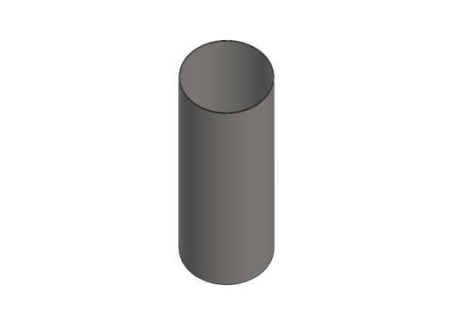
6.5.2. Método de elementos finitos con Solidworks

Como se tiene un diámetro de 6 mm, ahora se usa la herramienta de simulación simulationexpressdel software C.A.D Solidworks, para hacer un acercamiento real y observar posibles fallas.

Esta herramienta utiliza un solucionador FFEPLUS, el cual emplea técnicas de aproximación para resolver el problema, asume una solución y luego calcula los errores asociados, las iteraciones continúan hasta que los errores se convierten en aceptables.

A continuación se muestran los parámetros de la simulación

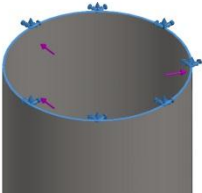
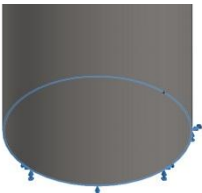
Tabla 10: Propiedades de la simulación en Solidworks cilindro

Nombre del modelo: cilindro pincipal Configuración actual: Predeterminado		
Sólidos		
		
Tratado como	Propiedades volumétricas	Propiedades generales

Sólido	Masa:33.5508 lb Volumen:116.085 in ³ Densidad:0.289018 lb/in ³ Peso:33.528 lbf	Nombre: AISI 304 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 2.06807e+008 N/m ² Límite de tracción: 5.17017e+008 N/m ²
--------	---	--

Ahora se muestra la configuración de la simulación:

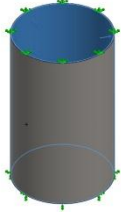
Tabla 11: sujeciones del sistema de simulación

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija Se fija la parte superior del cilindro pues será soportada por la tapa y los pernos de sujeción.
Fijo-2		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija Se fija la parte superior del cilindro pues será soportada por la tapa y los pernos de sujeción.

Teniendo las sujeciones determinadas ahora se aplica la carga de 10 toneladas para inspeccionar posibles fallas, así.

Tabla 12: fuerza aplicada para realizar

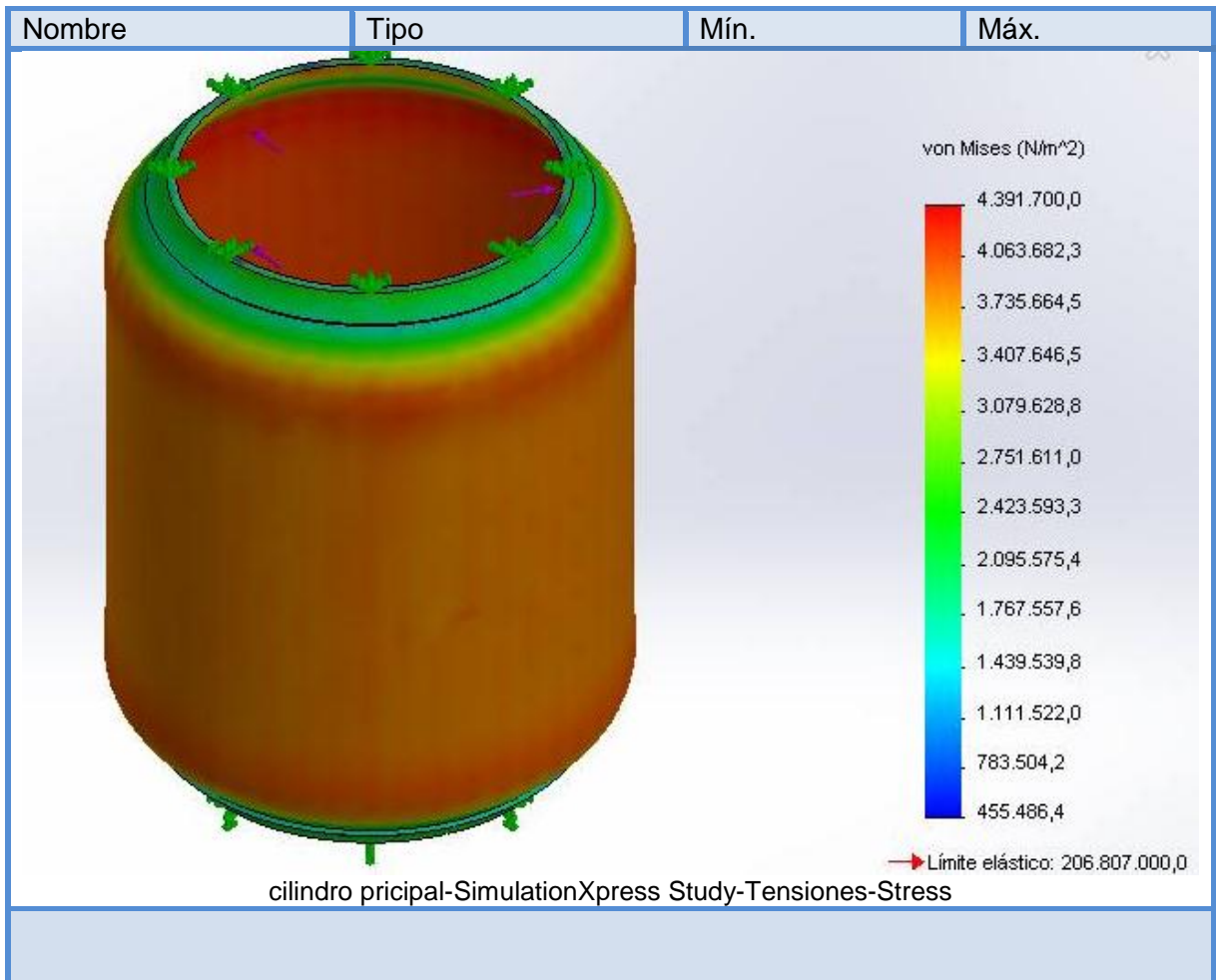
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
-----------------	---------------	-------------------

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza ejercida por la presión interna		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 22000 lbf Esta fuerza es aplicada a la cara interna del cilindro de forma perpendicular, como se observa en la parte azul

Ahora se muestran los resultados de la simulación, inicialmente por medio de la teoría de Von Mises.

Tabla 13: resultados de simulación por esfuerzo

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Esfuerzo	VON: Tensión de von Mises	455486.4 N/m ² Nodo: 8989	4391700 N/m ² Nodo: 11799

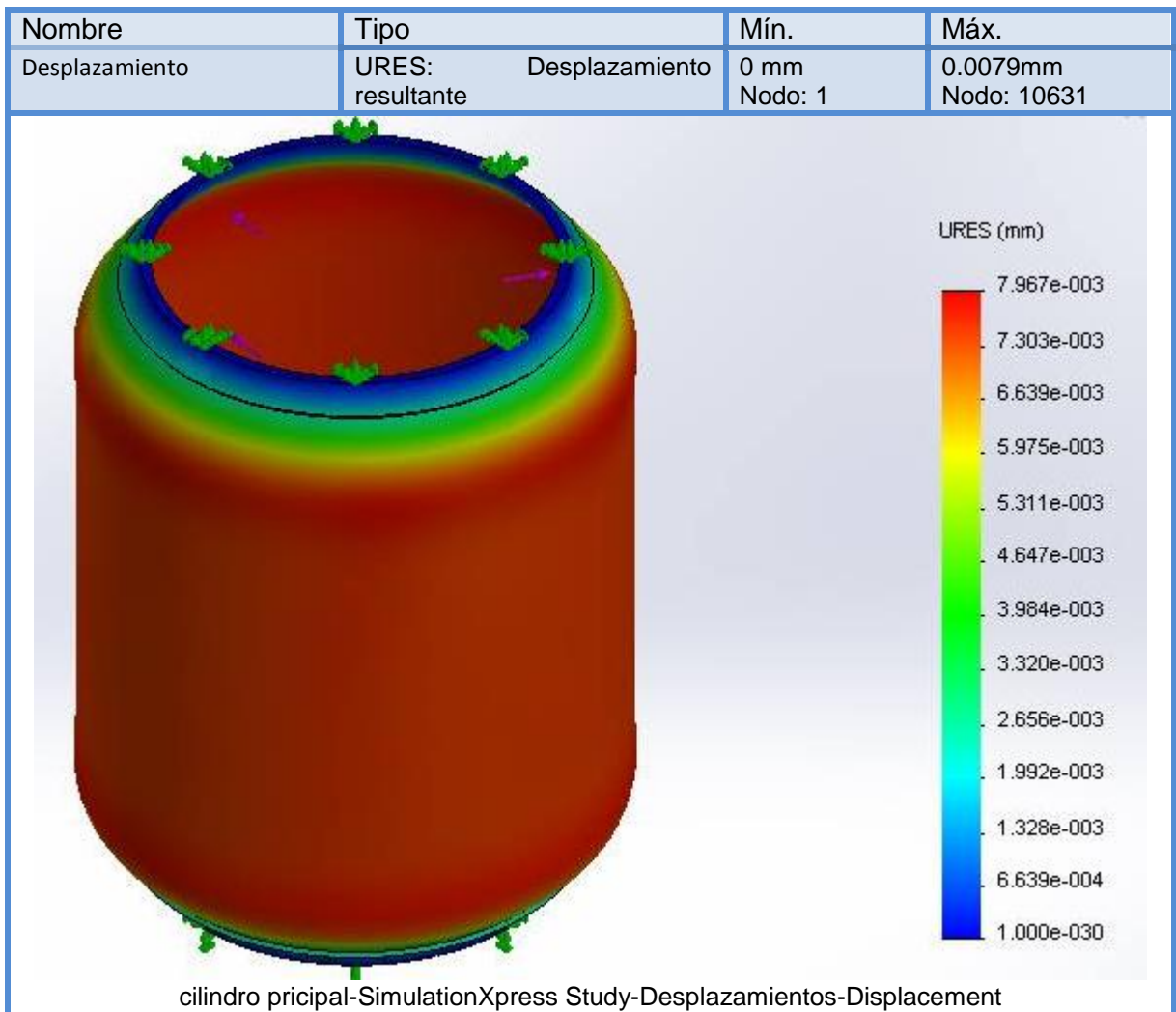


Se observa que la máxima tensión se presenta en las zonas de color rojo y las mínimas en las zonas de color azul, se resalta que el máximo esfuerzo es de 4291700 N/m², está por debajo del límite que es 206807000 N/m² dando a como resultado un factor de seguridad de 48 muy superior al mostrado en el método anterior esto por lo conservativo que son los métodos teóricos en comparación a la simulación.

Entonces según la teoría de tensión de Von Mises es cilindro es aceptable.

Ahora se presentan los resultados por desplazamiento unitario.

Tabla 14: resultados de simulación por desplazamiento



Es importante resaltar que la simulación hecha anteriormente al tanque no representan el comportamiento cilindro pistón, lo que se pretende es someter el cilindro a la presión máxima que podría soportar durante el funcionamiento, con el fin de descartar posibles fallas que pondrían en riesgo la seguridad del sistema y el operario.

Según la tabla 14 presentada anteriormente, que resalta el máximo desplazamiento en color rojo, mientras que las zonas de poco desplazamiento se resaltan con color azul, se observa un máximo desplazamiento de 0.0079 mm que es despreciable en términos de fabricación, dando como resultado de que el espesor de 6 mm es aceptable para el tanque.

6.5.3. Método de recipientes a presión.

Aunque lo que se tiene en términos de resistencia del tanque es favorable se debe hacer análisis bajo de la teoría de recipientes a presión, pues aunque el cilindro no va a estar a presión continua es importante salvaguardar cualquier posible falla, así que se utiliza el código de la ASME¹², el cual en su sección VIII, da las pautas y respectivos pasos para el cálculo y diseño de recipientes a presión planteado de la siguiente forma.

En primer lugar la se debe definir las características del taque, por tanto se sabe que será un tanque que trabaja en posición vertical y presurización interna, pues la ASME, plantea para cada caso varias cálculos, como por ejemplo calculo a presión externa, calculo por peso propio, calculo por presión del viento, calculo por sismo, pero en el presente caso se sabe que el factor crítico es la presión interna.

Así que el procedimiento de cálculo es el siguiente.

¹²AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Diseño y cálculo de recipientes a presión. Nueva Jersey. Estados unidos de américa. 2013. 200 P.

Datos.

Por ser una norma americana las variables deben estar en concordancia para que el sistema de ecuaciones funcione.

$D_{cil} = 13.58$ [in]	Diámetro del cilindro
$F_{sis} = 22000$ [lbf]	Fuerza para el cálculo de 10 toneladas
$L_{cil} = 19$ [in]	Longitud del cilindro
$R_{cil} = 7.795$ [in]	Radio del cilindro
$E = 0.85$	Eficiencia de la soldadura
$S_y = 84000$ [psi]	Esfuerzo ultimo del acero inox 304
$W_{esp} = 0.036051$ [lb/in ³]	Peso específico del agua

Es importante aclarar las recomendaciones que hace la ASME, por ejemplo dice que si el peso específico del material es inferior al del agua entonces se usara el del agua, y que la eficiencia recomendada de soldadura es del 85% la cual es a tope unida por ambos lados y que no presenta mayores complicaciones en su aplicación.

Ahora en la ecuación 33 se plantea la potencia de diseño la cual, depende de la presión de operación y de la presión ejercida por el peso de la pasta de carne, incluye un factor de seguridad de 30 lb/in² que se usa en recipientes con presiones menores a 300 lb/in², como en este caso.

$$P_{dis} = P_{ope} + P_h + 30 \quad (33) \text{ presión de diseño para el cálculo}$$

La presión de operación P_{ope} y la presión por peso propio P_h se definen en las ecuaciones 34 y 35 así.

$$P_{ope} = \frac{F_{sis}}{A_{cil}} \quad (34) \text{ presión de operación}$$

$$P_h = W_{esp} \cdot L_{cil} \quad (35) \text{ presión por peso propio}$$

$$A_{cil} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{cil}^2 \quad (36) \text{ área del cilindro en pulgadas cuadradas}$$

Con las ecuaciones anteriores se aplica la ecuación 37 propuestas por la ASME para determinar el espesor mínimo a usar.

$$t = \frac{P_{dis} \cdot R_{cil}}{S_y \cdot E - 0.6 \cdot P_{dis}} \quad (37) \text{ espesor mínimo de pared}$$

Y de las ecuaciones anteriores se obtienen los siguientes resultados.

$A_{cil} = 144.8 \text{ [in}^2\text{]}$	$D_{cil} = 13.58 \text{ [in]}$	$E = 0.85$
$F_{sis} = 22000 \text{ [lbf]}$	$L_{cil} = 19 \text{ [in]}$	$P_{dis} = 182.6$
$P_h = 0.685 \text{ [lbf/in}^2\text{]}$	$P_{ope} = 151.9 \text{ [lbf/in}^2\text{]}$	$R_{cil} = 7.795 \text{ [in]}$
$S_y = 84000 \text{ [psi]}$	$t = 0.01996 \text{ [in]}$	$W_{esp} = 0.03605 \text{ [lb/in}^3\text{]}$

Se observa en los resultados según la teoría de recipientes de presión de la ASME, que el mínimo espesor a usar sería de 0.019 o 0.48 mm pulgadas por tanto el cilindro que se piensa usar de 6 mm de espesor soporta con gran holgura esta presurización.

- Comparación de los tres métodos usados para el análisis del cilindro

Para el caso de máximo esfuerzo cortante se encontró un factor de seguridad de 10 que es muy aceptable pero bajo en margen con respecto al presentado por el análisis de elementos finitos en Solidworks que fue 48, por el lado del análisis de recipientes a presión no tenemos un valor de factor de seguridad, pero si se puede hacer una aproximación, pues al dividir 6 mm entre el mínimo espesor aceptado por este método que es de 0.48 mm, se tiene como resultado 12.5, dando certeza de que el tanque responderá sin ningún problema pues los factores de seguridad son claros y bastantes confiables.

Para mayor claridad del dimensionamiento del cilindro ver anexo D, plano cilindro

6.6. DIMENSIONAMIENTO DE LA TAPA-BOQUILLA

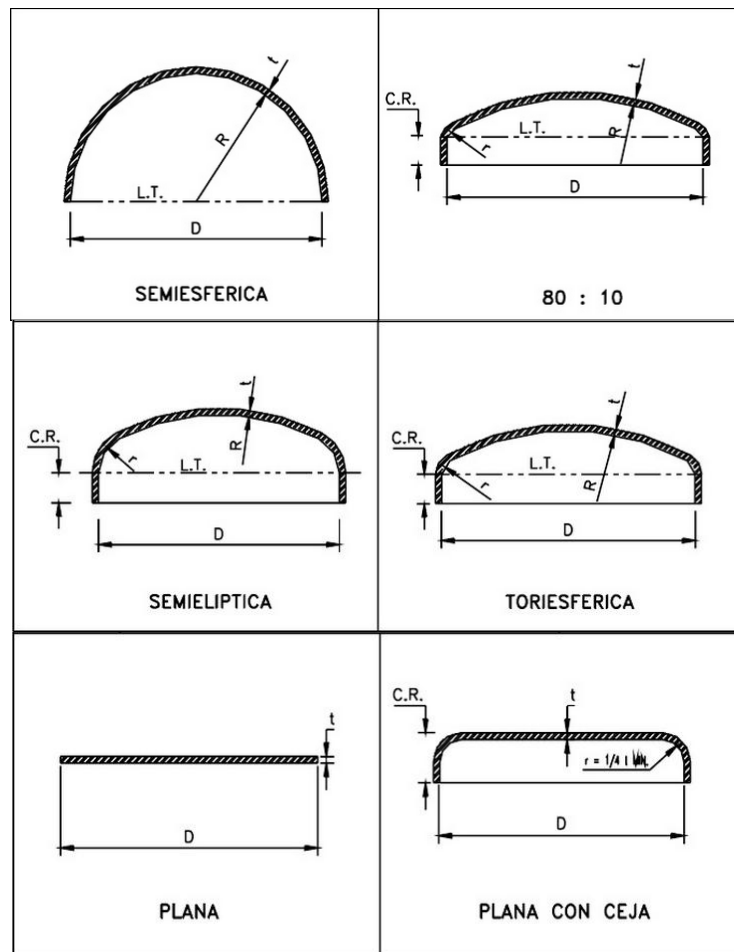
La tapa boquilla es un elemento importante en el funcionamiento del sistema pues no solo realiza la función de sellar el cilindro, también hace las veces de restricción de flujo de pasta de carne, pasando de un diámetro de 13.58 pul a 2 pul solamente, aunque esta reducción se realizara paulatinamente mediante un cono truncado con un diámetro de 10 pul y terminando en las 2.5 pul y de esta forma

evitar la concentración de esfuerzos en los extremos de contacto entre el cilindro y la tapa-boquilla, para realizar dicho dimensionamiento se procederá a utilizar las recomendaciones del código de la ASME, y una simulación por medio de elementos finitos en Solidworks, es importante definir que esta tapa se sujeta por dos ejes roscados en cada extremo y unidos al chasis.

6.6.1. Método de recipientes a presión para tapa-boquilla

La ASME para tapas de recipientes a presión hace referencia a diferentes tipos tapas como las que se observan en la figura 20.

Figura 22: clases de tapas para recipientes a presión



Fuente: Tomado de: Diseño y cálculo de recipientes a presión. Diseño de tapa. Julio 2015. http://www.academia.edu/7116276/Dise%C3%B1o_y_C%C3%A1lculo_de_Recipientes_a_Presi%C3%B3n

Cada uno de estos tipos de tapas son recomendados para distintas aplicaciones, teniendo en cuenta que mayor sea la curvatura de tapa será para recipientes de mayor presurización, haciendo que se disminuya la concentración de esfuerzos, para el presente caso teniendo en cuenta que la presión no es continua y que los métodos de fabricación local hacen muy costosa la fabricación de una tapa irregular se procede a seleccionar la tapa plana y a calcular su debido espesor, de igual forma como se realizara la reducción de forma cónica dentro de la tapa, el sistema tendrá un margen de seguridad mayor, próximo al que puede ofrecer una

tapa irregular como la toriesférica o semiesférica, pero el costo de fabricación será significativamente menor.

Para aplicar la ecuación del código de la ASME se necesitan de los siguientes datos:

$d = 13.59$ [in]	Diámetro interno del cilindro
$c = 0.3$	Factor adimensional para tapa unida con perno
$P_{dis} = 186.6$ [psi]	Presión de diseño
$S_y = 84000$ [psi]	Resistencia ultima del acero inox 304
$E = 0.85$	Eficiencia de soldaduras
$b = 0.75$ [in]	Ancho de cara del empaque
$G = 14$ [in]	Diámetro a centro de cara de empaque
$h_g = 1.6$ [in]	Distancia entre cara de empaque y perno
$y = 1500$ [psi]	Resistencia del empaque de nitrilo

Figura 23: vista inferior tapa del cilindro medidas en pulgadas

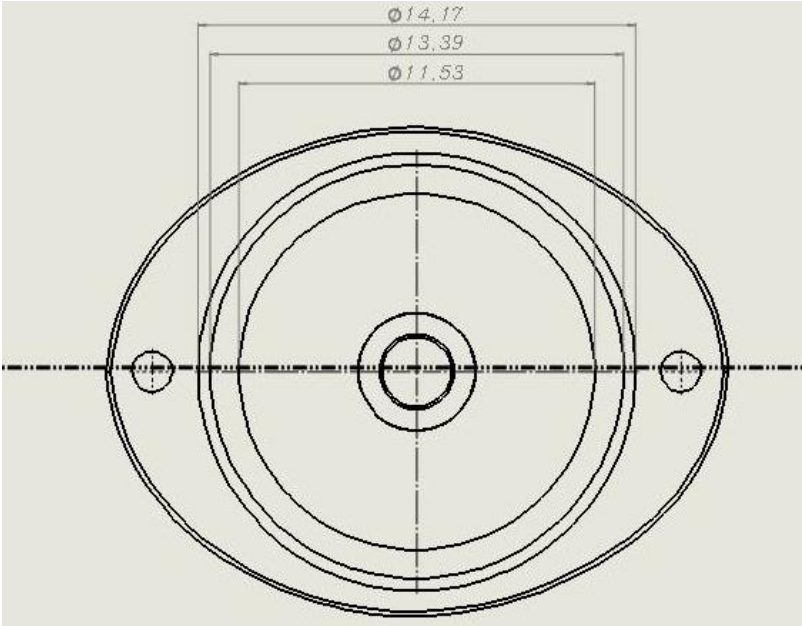


Figura 24: vista superior tapa del cilindro medidas en pulgadas

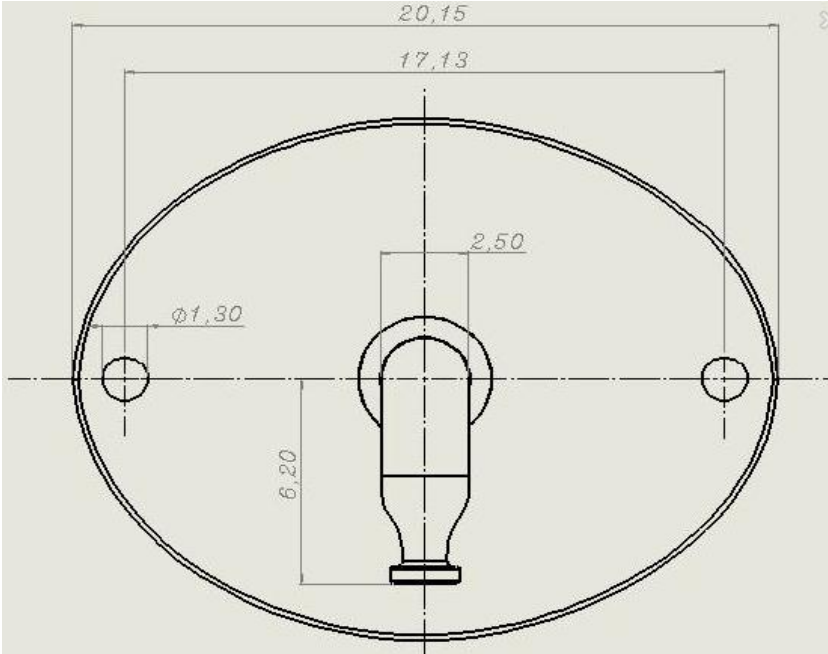
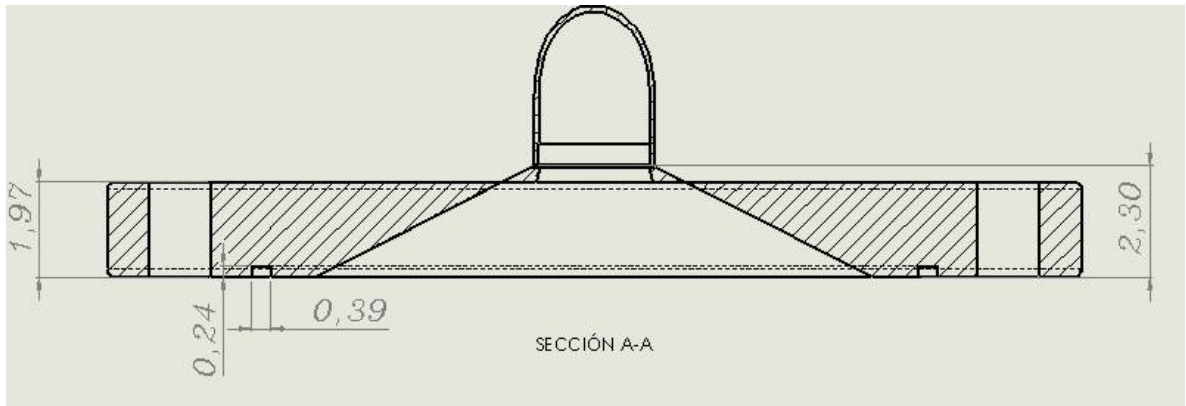


Figura 25: corte en sección a la tapa para ver parte cónica



En las figuras 21,22 y se observan cada una de las variables dimensionales nombradas anteriormente, tomando estos valores de modelamientos hechos en Solidworks bajo su respectivo análisis de elementos finitos y medidas en pulgadas en pro de no presentar inconvenientes con las ecuaciones a utilizar, de igual forma se observa la conicidad aplicada para disminuir la concentración de esfuerzos.

Por tanto mediante la ecuación 38 recomendada por la ASME la carga echa por los pernosal sostener la tapa, se denota, así:

$$W_e = \pi \cdot b \cdot G \cdot y \quad (38)$$

Y con los datos completos se plantea la ecuación 39 de espesor de tapa.

$$t_{tap} = d \cdot \left[\sqrt{c \cdot \frac{P_{dis}}{S_y \cdot E} + \frac{1.9 \cdot W_e \cdot h_g}{S_y \cdot E \cdot d^3}} \right] \quad (39)$$

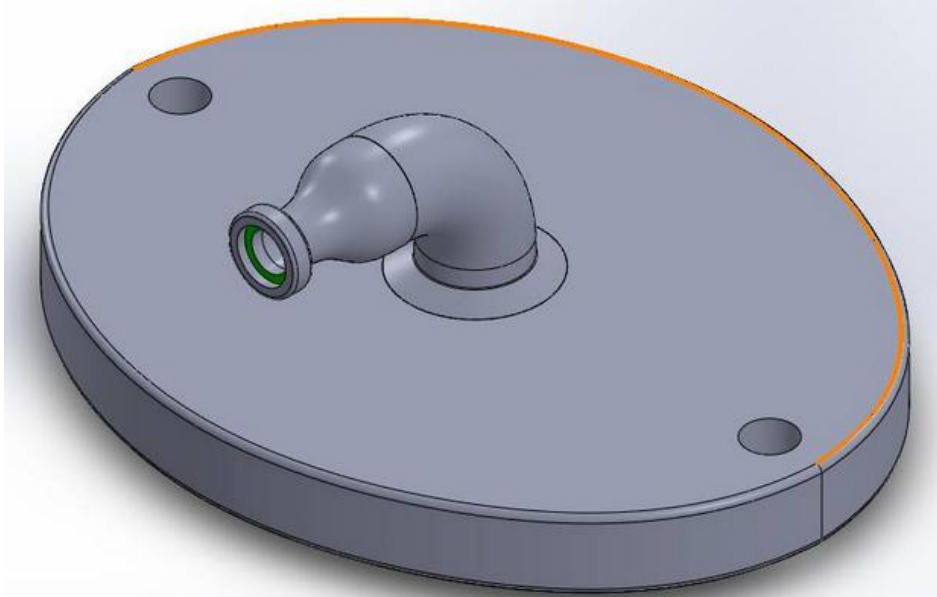
A partir de las ecuaciones anteriores se obtienen los siguientes resultados.

$b = 0.75$ [in]	$c = 0.3$	$d = 13.59$ [in]
$E = 0.85$	$G = 14$ [in]	$h_g = 1.6$ [in]
$P_{dis} = 186.6$ [psi]	$S_y = 84000$ [psi]	$t_{tap} = 0.5476$ [in]
$W_e = 49480$	$y = 1500$ [psi]	

Se observa que según la ASME el espesor de la tapa, es de 0.55 pulgadas o 1.4 cm, esto sería si la tapa fuese solida es decir sin orificios pero en este caso se presenta la salida de la boquilla que es el codo de 2.5 pulgadas, por tanto se plante aumentar el espesor a 5 cm, debido ala gran material que se retira al hacer los agujeros del centro cónico y los de los pernos.

En el código de la ASME se recomienda para tapas con boquillas que en el momento de la unión entre el cuello de salida y la superficie se presente un refuerzo, en el presente caso se pretende fabricar la tapa con un sistema tipo panal de abeja para que el accesorio de salida quede dentro de la tapa, dando mayor resistencia a la unión, visualmente el espesor será mayor pero internamente solo presentara refuerzos que darán mayor estabilidad a la tapa.

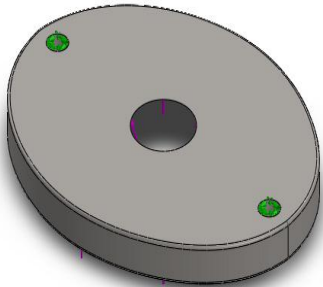
Figura 26: vista isométrica de la tapa del cilindro



6.6.2. Análisis por elementos finitos de la tapa-boquilla

Para este procedimiento se usan los mismos pasos usados en el caso del cilindro, las características de la simulación de la tapa se muestran a continuación.

Tabla 15: propiedades de la simulación en Solidworks para la tapa del cilindro

		
Nombre del modelo: tapa cilindro conica Configuración actual: Predeterminado		
Sólidos		
Tratado como	Propiedades volumétricas	Propiedades generales
Sólido	Masa:104.618 lb Volumen:361.977 in ³ Densidad:0.289018 lb/in ³ Peso:104.547 lbf	Nombre: AISI 304 Tipo modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error: máxima de von Mises Límite elástico: 2.06807e+008 N/m ² Límite tracción: 5.17017e+008 N/m ²

Ahora configuración de la simulación.

Tabla 16: Características de las sujeciones en la simulación tapa de cilindro

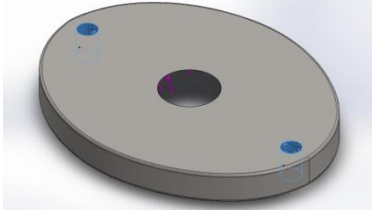
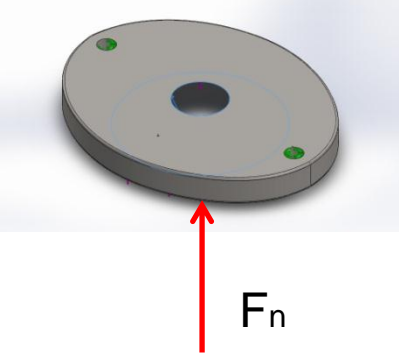
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-6		<p>La sujeción se ubica en el punto donde estarán los pernos y su respectiva tuerca y arandela, para asegurar la tapa al tanque</p>

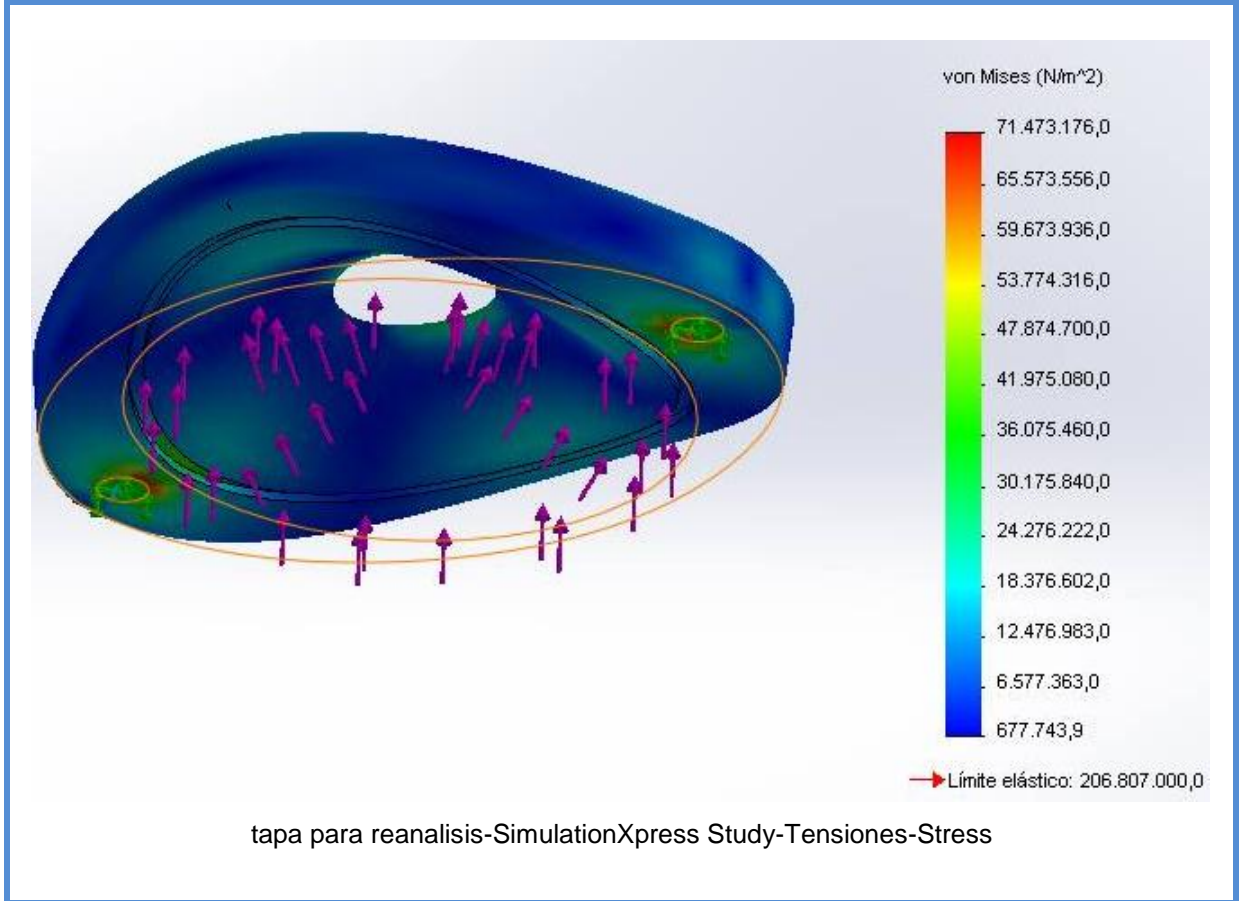
Tabla 17: carga aplicada a la tapa

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-6		<p>Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 98100 N</p> <p>Esta carga se aplica normal a la de la tapa por el lado del tanque es equivalente a 10 Ton</p>

Ahora al ejecutar la simulación tenemos los resultados inicialmente por la teoría de Von Mises.

Tabla 18: resultado por máxima tensión de Von Mises

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Stress	VON: Tensión de von Mises	677.7 N/mm ² (MPa) Nodo: 12238	71413176 N/mm ² (MPa) Nodo: 428



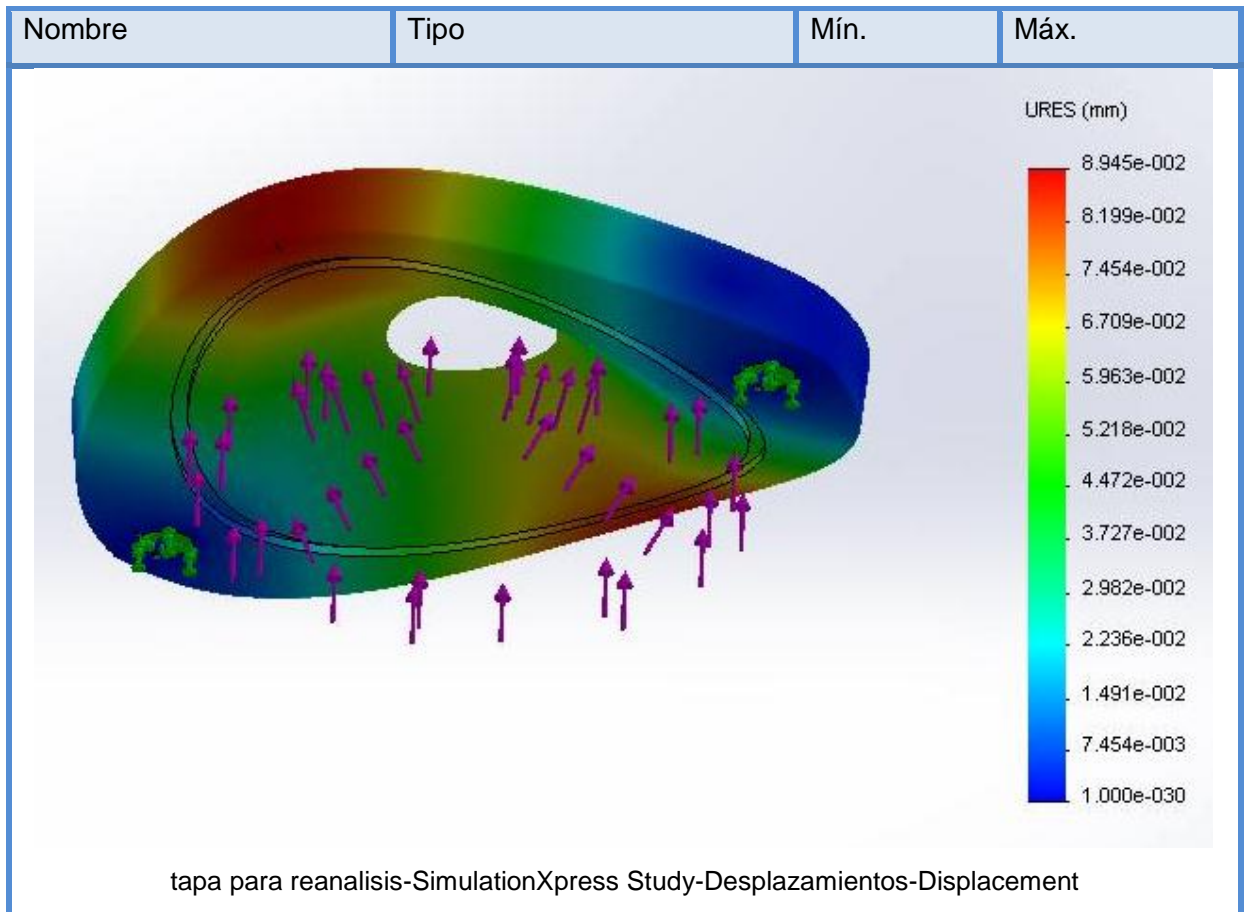
Se observa un máximo esfuerzo de 71413176 N/m² y el límite elástico está en 206000000 N/m² dando un factor de seguridad 2,9, por tanto es aceptable

aunque como se observa en la simulación que se presenta un alto esfuerzo en la zona de contacto entre la tuerca y arandela con la tapa, así que como se dijo anteriormente la fabricación se hará por medio de sistema panal de abeja entonces estas zonas serán reforzadas, también es importante decir que el sistema se está simulando con 10 toneladas de fuerzas siendo este un valor de seguridad pues el sistema estará funcionando entre 3 a 5 toneladas, pero como la tapa y cilindro son piezas que estarán a presión se debe ser conservadores para evitar accidentes.

Ahora resultados por desplazamiento

Tabla 19: resultados por máximo desplazamiento

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamiento	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	0.08 mm Nodo: 70490



Según muestra la simulación el máximo desplazamiento presente, se dará en la zona más alejada de los pernos de sujeción, como era de esperarse, y es de 0.08 mm, aunque es un valor aceptable se hará énfasis en reforzar esta zona ya que por estar alejada del punto de apriete podría generar mínimas fugas.

- Comparación entre los métodos de análisis para la tapa

La tapa fue analizada por el método de recipientes a presión y elementos finitos, en el primero se utiliza el mismo método que en el cilindro, se divide el espesor de fabricación sobre el mínimo aceptado, en esta caso la tapa tendrá un espesor máximo de 5 cm y el mínimo espesor aceptado por el método es de 1.4 cm por tanto se tiene un factor de seguridad de 3.5, en el caso de elementos finitos el factor de seguridad es de 2.9, dando certeza de que la tapa tendrá un buen desempeño en cuanto a resistencia y funcionalidad, en este caso no se presentaron factores de seguridad tan altos como en el caso del cilindro pues la tapa si será fabricada en cambio del cilindro fue encontrado y puesto a punto para el trabajo.

Para mayor claridad del dimensionamiento de la tapa ver el anexo D, plano tapa de cilindro.

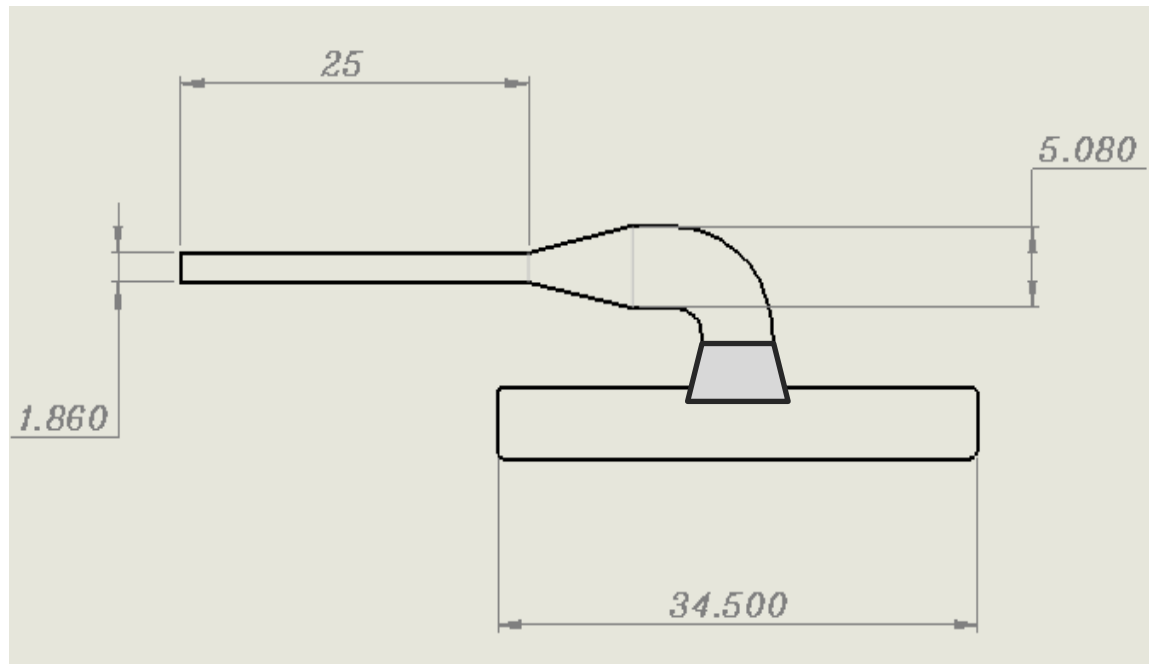
6.6.3. Características de la boquilla

La boquilla cumplirá la función no solo de permitir la salida de la pasta de carne, si no también sirve para acumular la corea o tripa que se pretende embutir, como se mencionó anteriormente el diámetro de esta debe estar entre 1.8 a 2 cm, que es el valor recomendado por la empresa para poder realizar de forma cómoda el proceso de embutido.

Se sabe que el diámetro del tanque será de 34.5 cm o 13.59 pul y que se tiene que reducir a 2 cm o $\frac{3}{4}$ pul, esta reducción se realiza progresivamente, en primera instancia la tapa del cilindro ofrece una reducción desde 13.59 hasta 2.5 pul que es el diámetro que presenta el codo de 90° donde termina la reducción cónica

luego una reducción de 2 a $\frac{3}{4}$ de pul da el paso final al diámetro de la boquilla como se observa en la figura 24.

Figura 27: perfil de tapa-boquilla del cilindro medidas en centímetros



Los accesorios presenta una cedula de SCH10 que es la estándar para piezas de este tamaño en acero inoxidable 304 y son aceptables para el proceso a realizar, para mayor claridad sobre dimensionamiento y características de la boquilla ver anexo D, plano boquilla.

6.7. PERNOS DE SUJECIÓN

Estos realizarán la función de mantener la tapa fija al cilindro durante el proceso de embutido, trabajando a tensión máxima durante el avance del pistón y a compresión mínima durante el retroceso del mismo, de igual forma que en casos anteriores se utilizó la herramienta elementos finitos para tener un acercamiento de su dimensión, como la tapa y el cilindro fueron diseñados para soportar 10 toneladas estos se distribuirán la carga equitativamente con 5 toneladas cada uno y los resultados son:

El proceso de modelamiento se inició con un diámetro de 0.5 pulgada, y según los resultados obtenidos en función de la máxima tensión de Von Mises y de la deformación máxima se fue aumentando hasta 1.25 pulgadas o 31.75 mm el cual fue el aceptado, con una longitud de 80 cm, y una altura de rosca en los extremos de 7 cm.

Tabla 20: propiedades de la simulación para perno de sujeción


 <p>Nombre del modelo: analisis perno Configuración actual: Predeterminado</p>		
Sólidos		
Tratado como	Propiedades volumétricas	Propiedades generales
Sólido	<p>Masa:10.4672 lb</p> <p>Volumen:36.2164 in³</p> <p>Densidad:0.289018 lb/in³</p> <p>Peso:10.4601 lbf</p>	<p>Nombre: AISI 304</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises</p> <p>Límite elástico: 2.06807e+008 N/m²</p> <p>Límite de tracción: 5.17017e+008 N/m²</p>

Tabla 21: características de la sujeción para la simulación


Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		<p>Se realiza la sujeción en la parte inferior del perno siendo esta la encargada de sostener el cuerpo, al momento de realizar la tención</p>

Tabla 22: Carga aplicada para la simulación

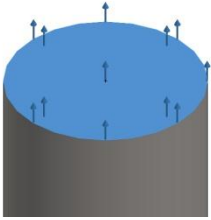
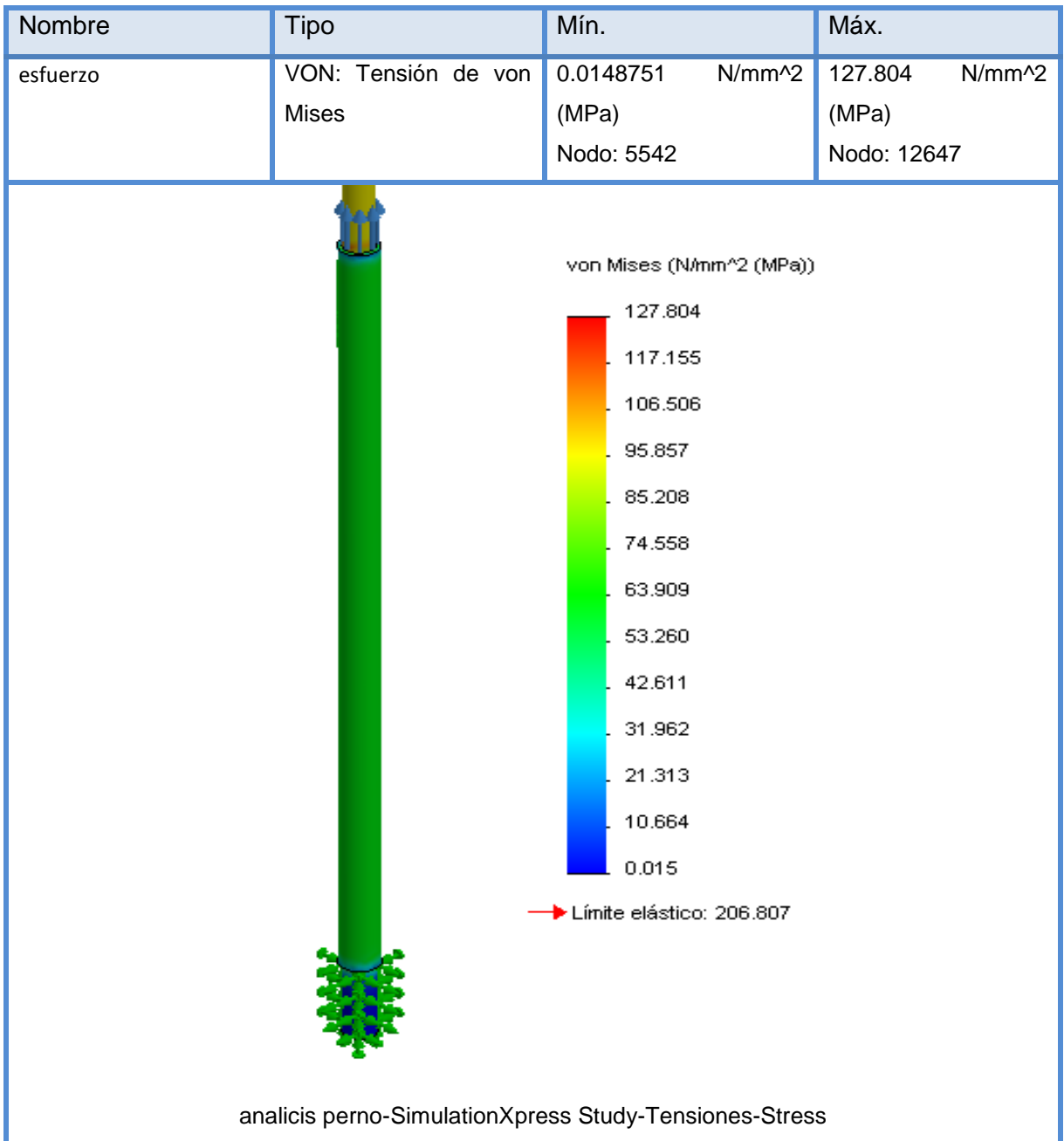
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Se realiza una tención en la parte superior del perno, con un valor de 5 toneladas o 49050 N, de esta forma trabaja todo el cuerpo del perno</p>

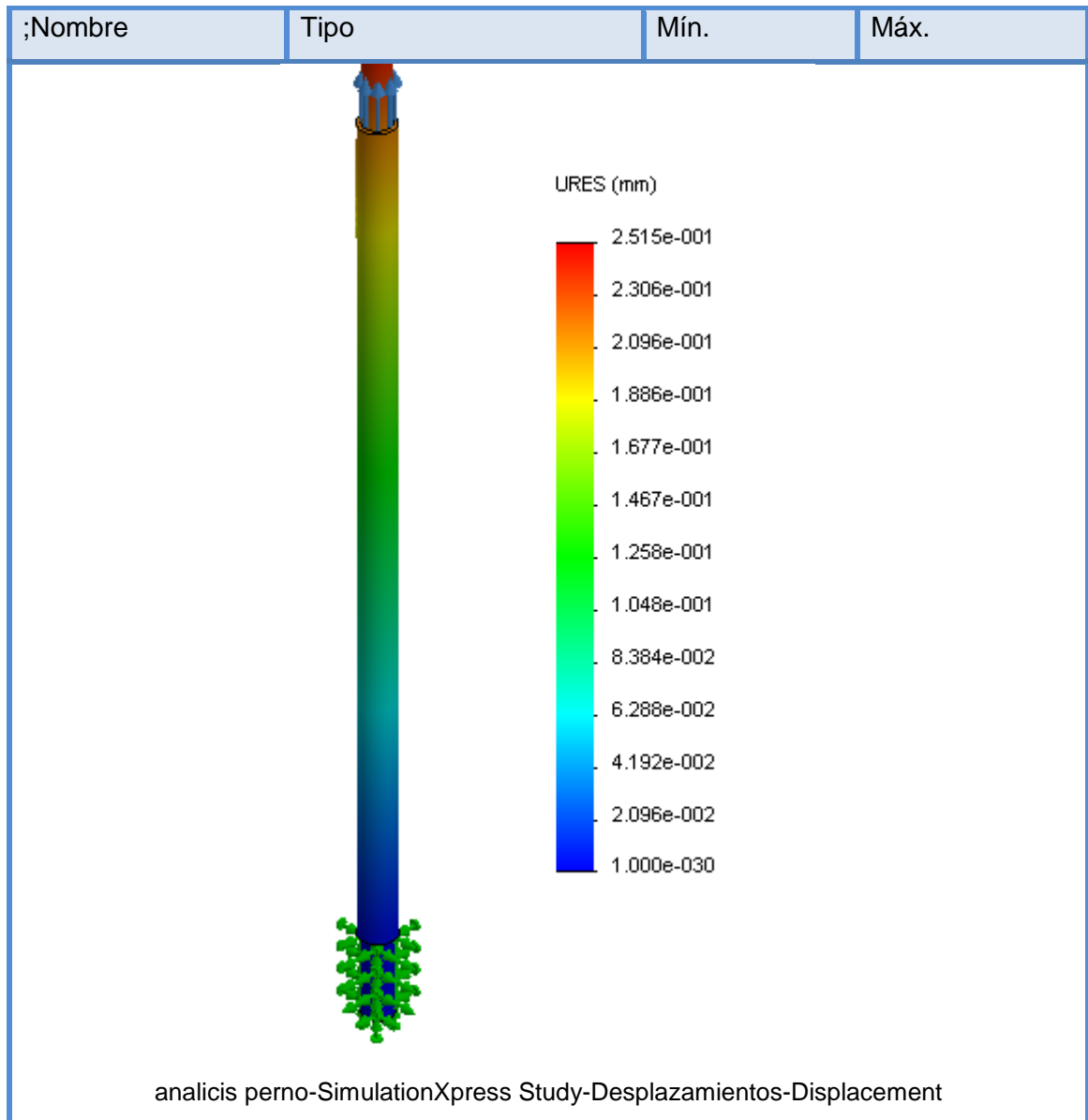
Tabla 23: resultados según máxima tensión de Von Mises



Se observa un máximo esfuerzo de 127804 Mpas y el límite está en 206 Mpas por lo tanto es aceptable, se podría usar un diámetro menor pero en este caso prima la seguridad pues esta piezas serán las encargadas de mantener la presurización dentro del cilindro, por lo tanto es necesario un factor de seguridad alto.

Tabla 24: resultados por desplazamiento unitario

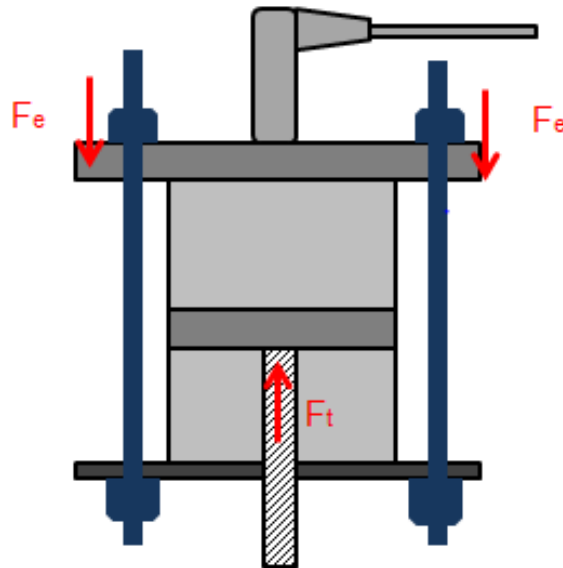
;Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamiento	Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	0.251516 mm Nodo: 86



Según el análisis del resultado mediante desplazamiento unitario, el perno tendrá un máximo desplazamiento de 0.25 mm lo cual es aceptable ya que los empaques realizan un sello positivo, disminuyendo cualquier riesgo, además la tuerca y arandela que sujeta los pernos darán un valor mayor de seguridad.

Para complementar la caracterización del perno de sujeción se adiciona el cálculo por tensión del perno seleccionado.

Figura 28: esquema guía para cálculo de los pernos de sujeción



El método usado para cálculo es el propuesto por el libro de diseño de Libardo Vanegas de la universidad pedagógica de Pereira¹³, el cual es preciso en el procedimiento entregando el diámetro mínimo del perno y el tipo de rosca a usar.

Para el cálculo se necesitan los siguientes datos, el método recomienda el uso de unidades del sistema inglés, por tanto los datos son presentados en estas unidades.

¹³ VANEGAS, Libardo. Diseño de máquinas. Pereira Colombia. Copyright S.A. 2009; 300 P.

$$F_t = 22000 \text{ [lbf]}$$

Fuerza máxima en el sistema

$$n_b = 2$$

Numero de pernos en del sistema

Como se observa en la figura 28 los pernos se encuentran a tracción y el material que debe usarse para la fabricación de los mismos debe ser el acero inoxidable 304, por tanto se presenta el esfuerzo mínimo a la tracción de este material.

Esfuerzo máximo a la tracción del acero inox

$$S_y = 73000 \text{ [psi]}$$

Se distribuye la fuerza total para cada perno de sujeción

$$F_e = \frac{F_t}{n_b}$$

Fuerza en cada perno

Ahora el método aplica la siguiente ecuación para establecer el área mínima del perno.

$$A_t = \left[\frac{6 \cdot F_e}{S_y} \right]^{(2 / 3)} \quad \text{Área mínima a usaren el perno}$$

Por consiguiente se tiene el diámetro.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot d_p^2$$

Se establece el diámetro mínimo

Por tanto de las ecuaciones anteriores se tienen los siguientes resultados.

$$A_t = 0.935 \text{ [in}^2\text{]}$$

$$F_t = 22000 \text{ [lbf]}$$

$$d_p = 1.091 \text{ [in]}$$

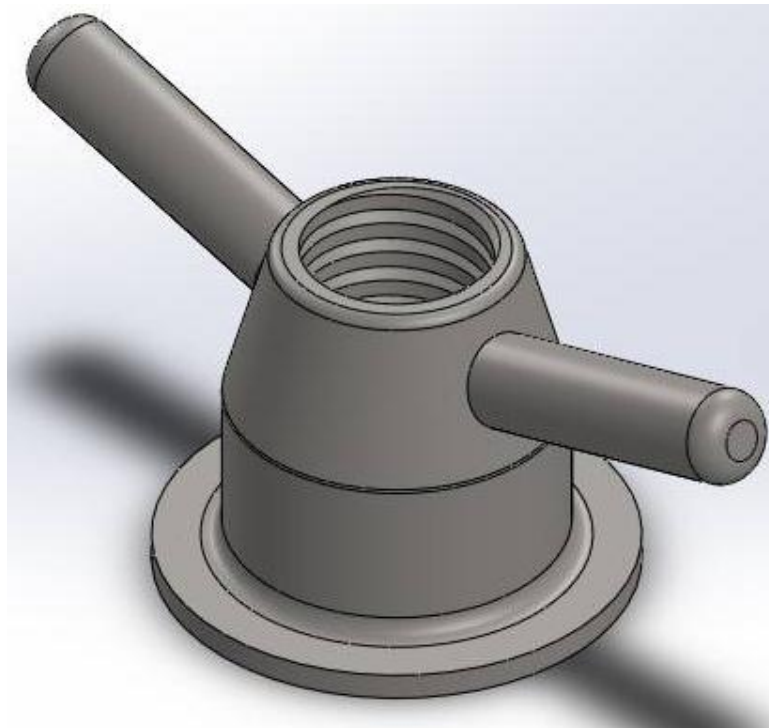
$$n_b = 2$$

$$F_e = 11000 \text{ [lbf]}$$

$$S_y = 73000 \text{ [psi]}$$

Por tanto se tiene que el mínimo diámetro a usar en el perno es 1.09 in, en la fabricación se usara un eje de 1.25 in, que es diámetro comercial estándar, la teoría recomienda un roscado mínimo en cada extremo de 5 cm con rosca UNC 7 hilos por pulgada. Corroborando lo visto en la simulación donde se usó un eje de 1.25 con una altura de rosca de 7 cm A continuación se muestra la imagen de la tuerca usada en el ajuste de los pernos.

Figura 29: tuerca para ajuste de pernos modificada para uso manual



Para una mejor claridad del dimensionamiento y características del perno de sujeción ver anexo D, plano perno de sujeción.

6.8. MECANISMO DE IMPULSIÓN

El sistema de impulsión como se ha mencionado se realizara con un plato, que hará las veces de pistón de empuje desplazándose dentro del cilindro, normalmente en las embutidoras comerciales este pistón es hidráulico es decir el plato está unido al vástago del pistón el cual se desplaza por la presión hidráulica generada dentro del cilindro, como en el presente caso se va a realizar de forma mecánica se plantea remplazar la unidad hidráulica por un sistema de tornillo de potencia impulsado por un mecanismo sin-fin corona.

Figura 30: mecanismo sinfín corona



Fuente: Tomado de: Tornillo sinfín-Corona. Julio 2015.http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio//1000/1102/html/2_tornillo_sinfncorona.html

El mecanismo mostrado en la figura 25 será en el encargado de generar la rotación del sistema, y así realizar montaje de tuerca giratoria con tornillo fijo

como se muestra en la figura 26, donde se observa que el tornillo de potencia se encuentra con su debida tuerca la cual será remplazada por la corona, esta tendrá en su parte interna un roscado donde estará el tornillo de potencia, el cual se monta de forma que no presente giro si no avance y de esta forma realizar el empuje del plato dentro del cilindro.

Figura 31: mecanismo de tornillo de potencia



Fuente: Tomado de: WiloDiaz; Peres. Distribuidores de cableado y estructurado Julio 2015. <http://wilodiazsas.es.tl/Tornilleria.htm>

Mediante esta unión de mecanismos se pretende llevar a cabo el proceso de impulsión, ahora se procede al diseño de cada una de las piezas, tornillo de potencia, sin fin y corona.

Para llevar a cabo los diseños de estos mecanismos se planteó realizar la construcción de la tapa-boquilla y cilindro, como se han caracterizado anteriormente, con el fin de realizar pruebas de presión con el tamaño real y encontrar la verdadera fuerza que se debe realizar, la construcción de cada uno

de los elementos se mencionara en detalle en el capítulo 8, acá se hará énfasis en las características de la prueba de fuerza y presión realizadas, y su desarrollo se muestra a continuación.

Para llevar a cabo esta prueba se necesitaron los siguientes materiales.

- Tapa-boquilla embutidora
- Cilindro embutidora
- Pistón de madera
- Prensa hidráulica
- Elementos de montaje
- 20 kilos de pasta de carne

El montaje en la prensa se realizó como se muestra en la figura 27. En él se observa el cilindro la tapa y la boquilla, por las características de la prensa, la prueba tuvo que hacerse de forma invertida, pero solo se ve afectado el resultado por el peso de la carne, el cual se tendrá en cuenta en los debidos cálculos.

Figura 32: prueba de fuerza necesaria con sistema real



Mediante esta prueba no solo se pudo obtener un valor real de presión y fuerza, también se analizó el comportamiento de la resistencia de cada una de las partes, y de factores como fugaz, capacidad de embutido y velocidad de salida de la carne, los cuales cumplieron con las expectativas previstas, el valor máximo de presión registrado por el manómetro de la prensa hidráulica fue de 250 psi, y el diámetro del cilindro de la prensa es de 6 pul, a continuación se muestra el cálculo de la fuerza y el diseño del tornillo de potencia.

6.8.1. Tornillo de potencia

Teniendo en cuenta la presión máxima registrada de 250 psi y el diámetro del cilindro se tiene.

$$d_{\text{prensa}} = 6 \text{ [in]} \quad \text{Diámetro del cilindro de la prensa}$$

$$p_{\text{prensa}} = 250 \text{ [psi]} \quad \text{Presión máxima registrada}$$

$$W_{\text{car}} = 40 \cdot 2.2 \text{ [lbf]} \quad \text{Peso de la pasta carne en libras}$$

A partir de los datos anteriores se tiene.

$$a_{\text{prensa}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{prensa}}^2 \quad (40) \quad \text{área del cilindro de la prensa}$$

$$F_{\text{libras}} = p_{\text{prensa}} \cdot a_{\text{prensa}} \quad (41) \quad \text{fuerza producto de la presión}$$

$$W_{\text{libras}} = F_{\text{libras}} + W_{\text{car}} \quad (42) \quad \text{fuerza total}$$

De las anteriores ecuaciones se obtiene la fuerza real a realizar.

$$W_{\text{libras}} = 7157 \text{ [lbf]}$$

Se observa que la fuerza que ejerció el pistón en kilogramos será de 3253 kg equivalente a 3.2 toneladas, se puede decir que la tapa-boquilla y el cilindro no tendrán ningún problema por resistencia pues el valor de carga para su diseño fue mucho mayor, para el caso del diseño del mecanismo de impulsión se decide realizar con 30 psi de más, para brindar seguridad así que realizara el cálculo con 280 psi, y se muestra a continuación.

Datos.

$$d_{\text{prensa}} = 6 \text{ [in]}$$

$$W_{\text{car}} = 4 \cdot 2.2 \text{ [lbf]}$$

$$P_{\text{prensa}} = 280 \text{ [psi]} \quad \text{Presión a utilizar para diseño conservativo}$$

Con este nuevo valor de presión y usando las ecuaciones 40, 41 y 42 el valor de la fuerza es de.

$$W_{\text{libras}} = 7926 \text{ [lbf]}$$

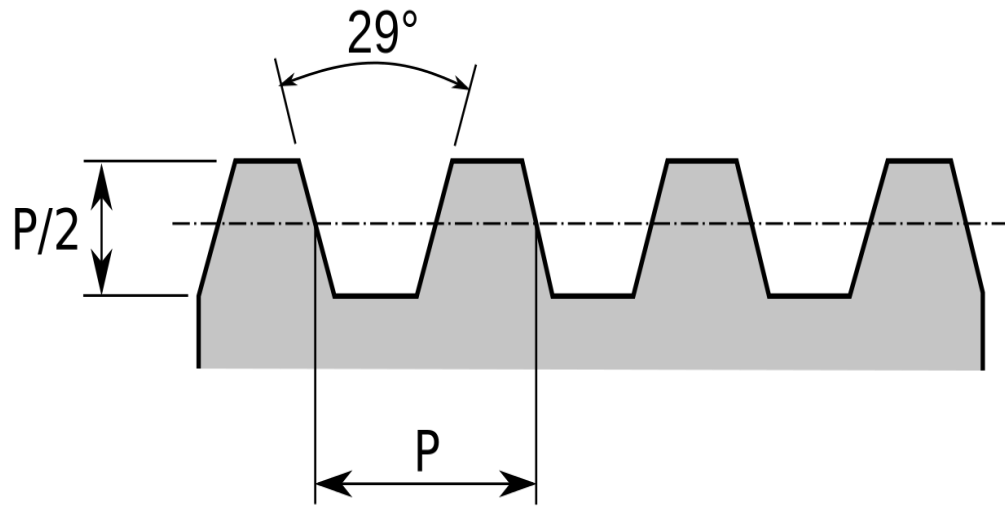
Este valor equivale a 3602 kg o 3.6 toneladas de esta forma el tornillo estará diseñado de forma conservativa.

El tornillo de potencia se diseñó bajo la teoría de del libro de fatiga de Alfredo parada¹⁴, donde aplica el teorema de Misses Goodman, como se muestra a continuación.

La teoría sugiere que para tornillo de potencia de cargas considerablemente altas se utilice rosca tipo acmé, y un paso de 4 hilos por pulgada, o también una rosca cuadrada, en el presente caso como el tornillo va estar en continuo movimiento es recomendable usar la rosca acmé con 4 hilos por pulgada para evitar pérdidas por fricción entre caras de la rosca.

¹⁴PARADA, Alfredo. Fatiga fisura progresiva. Bucaramanga Colombia. UIS fondo de desarrollo. 1990. 10 p.

Figura 33: Rosca tipo acmé



Fuente: Tomado de: Trapezoidal thread forms. Julio 2015.
en.wikipedia.org/wiki/Trapezoidal_thread_forms#/media/File:Acme_thread.svg

El procedimiento de cálculo sugerido por Alfredo Parada realiza iteraciones con diferentes diámetros en busca de un factor de seguridad superior a 1.5, a continuación se muestra la iteración en la cual el factor de seguridad fue aceptable, para realizar dicho proceso además de la fuerza a ejercer se necesitan los siguientes datos.

$$D_t = 2 \text{ [in]}$$

Diámetro de tornillo para iterar

$$\beta = 29 \text{ [}^\circ\text{]}$$

Angulo la rosca tipo acmé

$p_{\text{aso}} = 0.75$ [in] Paso de la rosca 4 hilos por pulgada $\frac{1}{4}$

$m = 1$ Número de entradas del tornillo

$\mu = 0.1$ Fricción estática entre acero y fundición

.

A partir de estas ecuaciones se plantea la ecuación 43 que representa el torque de subida requerido por el tornillo.

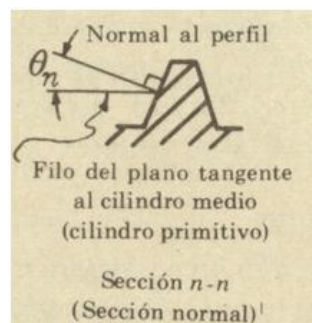
$$T_{\text{up}} = \left[\frac{\frac{d_p}{2} \cdot \cos(\theta_n) \cdot \tan(\alpha) + \mu}{\cos(\theta_n) - \mu \cdot \tan(\alpha)} \right] \cdot W_{\text{libras}} \quad (43)$$

Se observa que faltan las variables

$$\alpha = \arctan \left[\frac{L_{\text{avan}}}{\pi \cdot d_p} \right] \quad (44) \text{ ángulo de la hélice o de avance}$$

$$\theta_n = \arctan \left[\cos(\alpha) \cdot \tan \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] \quad (45) \text{ ángulo que forma la fuerza normal con el filete}$$

Figura 34: ángulo que forma la fuerza normal con el filete de la rosca



Fuente: Tomado de: instituto universitario Politécnico Santiago Mariño. Roscado (Elemento de Maquina). Julio 2015. <http://roscadoelemento.blogspot.com/>

d_p es el diámetro medio de paso proporcional al punto de contacto de la fuerza normal con el filete y se determina así:

$$d_p = D_t - 0.5 \cdot p_{aso} - 0.01 \quad (46)$$

A partir del anterior proceso se obtiene el torque de subida requerido.

$$T_{up} = 1791 \text{ [lb}\cdot\text{in]}$$

Tenemos el torque necesario para subir el tornillo equivalente a 202 N-m el cual será suministrado por la corona y el sin fin.

Ahora se plantea el calcular la altura de la tuerca, normalmente esta es fabricada en bronce SAE 65, con el propósito de que el desgaste se realice en este material, siendo mucho más práctico y económico remplazar la tuerca que el tornillo completo, pero en el presente caso esta tuerca debe estar dentro de la corona del sin fin, por tanto no es un caso común, se consultó en el mercado local la fabricación de esta corona con roscado interno con su debido sin fin y carcasa de sujeción en diferentes tamaños, el costo de la fabricación de este mecanismo alcanzaba el 50% del presupuesto inicial, un valor superior a los 3 millones de

pesos, por esta razón se hace imposible realizar la fabricación tal cual se plantea el diseño, se inicia la búsqueda de un mecanismo de sin fin corona que presente las características necesarias para poder modificarlo, haciendo rosca interna y cambiando rodamientos radiales por axiales, y se encuentra un mecanismo con tales características con una reducción 30:1 y un corona con dientes en bronce y centro en fundición nodular, por tal razón se realizaran los cálculos en base a este material disponible, para confirmar si es aceptable bajo parámetros de resistencia y funcionalidad.

Figura 35: Corona de mecanismo encontrado



Por tal razón el cálculo de la altura de tuerca se llevara a cabo con los datos de la fundición gris.

El proceso tiene en cuenta dos puntos críticos, el cálculo de altura por filete de tuerca y el cálculo de altura por filete de tornillo, cada uno plantea 3 ecuaciones diferentes, de las cuales se tomara el valor mayor, en el presente caso se realizaron los respectivos cálculos y el valor mayor se da con la altura de filete de tuerca, así:

$$H_{2tor} = \frac{3 \cdot W_{libras} \cdot p_{aso} \cdot h}{\pi \cdot d_r \cdot S_{dctu} \cdot b^2} \quad (47) \text{ altura máxima tuerca}$$

Y se desconocen los siguientes datos.

$$s_{yc} = 40000 \text{ [psi]} \quad \text{Límite de fluencia de la fundición gris}$$

$$d_o = D_t \quad \text{Diámetro del tornillo}$$

$$N = 3.5 \quad \text{Factor de seguridad recomendado}$$

$$S_{dctu} = \frac{s_{yc}}{N} \quad (47) \text{ Aplicación del factor de seguridad}$$

$$d_r = d_o - 2 \cdot (0.5 \cdot p_{aso} + 0.01) \quad (48) \text{ diámetro de raíz del tornillo}$$

$$h = \frac{d_o - d_r}{2} \quad (49) \text{ altura del diente del tornillo}$$

De esta forma se completan los datos de la ecuación 46 y se tiene una altura máxima de rosca de:

$$H_{2tor} = 1.43 \text{ [in]}$$

Equivalente a 3.7 cm, la corona encontrada presenta una altura de cubo en cada extremo de 5.5 cm, con 3 cm disponibles para roscar, de esta forma se garantiza una altura de rosca mínima de 6 cm, dando total confiabilidad en términos de

resistencia, y mayor seguridad evitando posible pandeo el cual es el factor determinante que da la pauta para aceptar diámetro del tornillo seleccionado y altura de tuerca, este parámetro se evalúa así:

Como el tornillo en su carrera máxima tiene una longitud aproximada de 23.6 pul que es superior a 4 veces su diámetro, se debe hacer el análisis por pandeo aplicando el criterio de Mises Goodman el cual es sugerido por el libro de fatiga de Alfredo Parada¹⁵, la ecuación 50 que se muestra a continuación busca un valor del factor de seguridad N el cual debe ser superior a 1.5 para evitar el fenómeno de pandeo.

$$\frac{1}{N_s} = \left[\frac{\sigma_{med}}{S_{ytor}} + \left(k_f \cdot \frac{\sigma_{alt}}{S_{ee}} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\tau_{med}}{S_{ytor}} + k_{fs} \cdot \frac{\tau_{alt}}{S_{ee}} \right)^2 \right]^{0.5}$$

Para resolver la ecuación 50, se necesita determinar los esfuerzos y cortantes medios y alternativos, mediante el siguiente proceso.

$$T_{alt} = \frac{T_{up}}{2} \quad (51) \text{ torque alternativo}$$

$$\tau_{alt} = \frac{16 \cdot T_{alt}}{\pi \cdot d_{equ}^3} \quad (52) \text{ cortante alternativo}$$

El valor de T_{up} torque de subida fue determinado con la ecuación 43, el diámetro equivalente se da por la relación entre el diámetro de exterior y de raíz del tornillo, así.

¹⁵PARADA, Alfredo. Fatiga fisura progresiva. Bucaramanga Colombia. UIS fondo de desarrollo. 1990. 10 p.

$$d_{\text{equ}} = \frac{d_r + d_p}{2} \quad (53) \text{ diámetro equivalente}$$

$$A_{\text{equ}} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{equ}}^2 \quad (54) \text{ área equivalente}$$

De esta forma ya se tiene el valor del cortante alternativo.

$$\tau_{\text{alt}} = 1704 \text{ [lb/in}^2\text{]}$$

Debido a que el torque de bajada es 0 el cortante alternativo es igual al cortante medio.

$$\tau_{\text{med}} = 1704 \text{ [lb/in}^2\text{]}$$

Ahora se calcula los esfuerzos, medio y alternativo para este proceso es necesario inicialmente conocer el valor del esfuerzo total que se ejercerá sobre el tornillo, este se calcula con la ecuación 55, a continuación.

$$\sigma_{\text{col}} = \frac{W_{\text{libras}}}{A_{\text{equ}}} \cdot \left[1 + \frac{l_{\text{carr}} \cdot C}{400 \cdot r_{\text{eq}}^2} \cdot \frac{1}{\cos \left(\frac{\mu_{\text{col}} \cdot l_{\text{carr}}}{r_{\text{eq}}} \cdot \sqrt{\frac{W_{\text{libras}}}{4 \cdot E_{\text{tor}} \cdot A_{\text{equ}}}} \right)} \right]$$

El valor de W_{libras} fue definido en las ecuaciones 40, 41 y 42 y el área equivalente en la ecuación 54, L_{carr} que es la longitud de la carrera del tornillo se definió en 23.6 pul, y las variables C y r_{eq} esta relacionadas con el diámetro equivalente del tornillo, así.

$$c = \frac{d_{equ}}{2} \quad (56) \text{ constante para diámetro equivalente}$$

$$r_{eq} = \frac{d_{equ}}{4} \quad (57) \text{ radio equivalente}$$

Las condiciones de apoyo de la columna será con empotramiento inferior y guía superior y su valor es.

$$\mu_{col} = 0.5$$

Y por último el módulo de elasticidad del acero inoxidable 304 es.

$$E_{tor} = 3 \times 10^7 \text{ [psi]}$$

Con las variables completas se obtiene como resultado:

$$\sigma_{col} = 6929 \text{ [psi]}$$

Por tanto se calculó el esfuerzo alternativo directamente, debido a que el torque de bajada es 0, y se tiene.

$$\sigma_{alt} = \frac{\sigma_{col}}{2} \quad (58) \text{ esfuerzo alternativo}$$

Por tal razón el esfuerzo medio también será igual al esfuerzo alternativo y su valor es.

$$\sigma_{med} = 3464 \text{ [psi]}$$

$$\sigma_{alt} = 3464 \text{ [psi]}$$

Ahora se continúa con las variables adicionales faltantes en la ecuación 50,

$S_{ytor} = 63000$ [psi] Resistencia a la fluencia acero inox 304

$k_f = 2.8$ Constante 1 por maquinado común de tornillo

$k_{fs} = 2.4$ Constante 2 por maquinado común de rosca

$$S_{ee} = k_l \cdot k_s \cdot k_d \cdot k_m \cdot k_c \cdot S_{Etor} \quad (59)$$

$$k_l = 0.9$$

$$k_s = 0.9$$

$$k_d = 0.75$$

$$k_m = 1$$

$$k_c = 0.92$$

Las constantes anteriores son definidas en la teoría del libro de fatiga citada en la bibliografía.

$$S_{Etor} = 0.5 \cdot S_{ult} \quad (60)$$

$S_{ult} = 90000$ [psi] Esfuerzo máxima a la rotura de la fundición nodular

De esta forma se completan las variables de la ecuación 50, y tenemos como resultado un factor de seguridad de.

$$N_s = 3.506$$

El cual es aceptable superior a 1.5, por lo tanto se tiene un tornillo de 2 pul de diámetro, con un paso de 4 hilos por pulgada una longitud de 23.6 pul o 60 cm fabricado en acero inoxidable 304, y una altura de tuerca de 1.6 pul en fundición nodular.

Para mayor claridad del dimensionamiento y características del tornillo de potencia ver el anexo D, plano tornillo de potencia

6.8.2. Sin fin y corona

En el caso del dimensionamiento y cálculo de resistencia del sin fin y la corona, se realizó bajo las medidas del mecanismo encontrado, para comprobar que los valores determinados mediante los cálculos coincidieran con los reales del mecanismo, este procedimiento se realizó bajo las pautas dadas por la norma AGMA, aplicada en el libro de Diseño de máquinas de Robert Mott¹⁶, mostrado a continuación

Para las siguientes ecuaciones, se necesitan los siguientes datos, tomados del mecanismo encontrado.

$$\begin{aligned} N_w &= 2 && \text{Número de entradas del sin fin} \\ m &= 30 && \text{Número de dientes de la corona} \\ D_g &= 8.6 \text{ [in]} && \text{Diámetro medio en la corona} \end{aligned}$$

La norma AGMA solo requiere de estos tres datos para caracterizar el mecanismo completo, a continuación se muestran las ecuaciones que muestran las dimensiones principales del sin fin corona las cuales coinciden con las reales.

¹⁶MOTT Robert. Diseño de máquinas. Ciudad de México. Pearson Educación. 2006.339 P.

$$m = \frac{N_g}{N_w} \quad (61) \quad N \text{ número de dientes de la}$$

$$p_d = \frac{N_g}{D_g} \quad (62) \quad \text{Paso diametral}$$

$$p_x = \pi \cdot \frac{D_g}{N_g} \quad (63) \quad \text{paso circular}$$

$$a = 0.3183 \cdot p_x \quad (64) \quad \text{Adendum}$$

$$h_t = 0.6866 \cdot p_x \quad (65) \quad \text{Altura del diente en el sin fin}$$

$$h_k = 2 \cdot a \quad (66) \quad \text{Altura del diente en la corona}$$

$$b = h_t - a \quad (67) \quad \text{dedendum}$$

$$D_{ow} = D_w + 2 \cdot a \quad (68) \quad \text{diámetro exterior del sin fin}$$

$$D_{gext} = D_g + 1.0135 \cdot p_x \quad (69) \quad \text{diámetro exterior de la corona}$$

$$f_{gancho} = \frac{6}{p_d} \quad (70) \quad \text{ancho de cara de la corona}$$

$$f_{wrosca} = 2 \cdot \left[\left(\frac{D_{tgar}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_g}{2} - a \right)^2 \right]^{0.5} \quad (71) \quad \text{longitud roscada}$$

De las anteriores ecuaciones se tienen los siguientes valores para cada variable.

$$a = 0.1433 \text{ [in]} \quad b = 0.1658 \text{ [in]}$$

$$D_{ow} = 1.722 \text{ [in]} \quad h_t = 0.3092 \text{ [in]}$$

$$f_{gancho} = 0.86 \text{ [in]} \quad D_{gext} = 9.056 \text{ [in]}$$

$$f_{wrosca} = 3.14 \text{ [in]}$$

$$N_g = 60$$

Figura 36: corona con rosca interna, sin fin y carcasa de mecanismo encontrado



Estos coinciden con los del mecanismo encontrado, ahora el AGMA plantea un método para probar la resistencia del sistema comparando el valor de la fuerza tangencial de la corona, con el valor máximo que esta podrá soportar, siempre y cuando está este fabricada en bronce SAE 65 como debidamente lo está en el presente caso, la fuerza tangencial en la corona se determina así:

Para el cálculo de la fuerza tangencial se necesita del torque máximo a soportar, que fue calculada en el diseño del tornillo de potencia, y del diámetro de paso de la corona.

$$T_o = 1988 \text{ [lbf-in]} \quad (72) \text{ Torque máximo a soportar en la corona}$$

$$D_g = 8.6 \text{ [in]} \quad (73) \text{ Diámetro medio de la corona}$$

Con los datos anteriores se aplica.

$$T_o = w_{tg} \cdot \frac{D_g}{2} \quad (74) \text{ determinación de la fuerza tangencial}$$

Con la ecuación 69 se tiene.

$$w_{tg} = 462.3 \text{ [lbf]}$$

Esta será la fuerza máxima tangencial que soportara la corona la cual debe ser menor al valor que se calcula continuación.

$$W_{tr} = C_s \cdot C_m \cdot C_v \cdot D_g^{0.8} \cdot f_{gancho} \quad (75)$$

$$C_s = 1189.636 - 476.545 \cdot \log(D_g) \quad (76)$$

$$C_m = 0.0107 \cdot (-m^2 + 56 \cdot m + 5145)^{0.5} \quad (77)$$

$$C_v = 13.31 \cdot v_s^{-0.571} \quad (78)$$

De la ecuación 75 se obtiene la máxima fuerza que puede soportar la corona, los factores definidos en las ecuaciones 76, 77 y 78 son factores de construcción, velocidad y funcionamiento determinados por el AGMA, el valor de la fuerza máxima que puede soportar es.

$$w_{tr} = 724.7 \text{ [lbf]}$$

Se observa que el valor que soporta la corona es inferior al máxima que puede resistir a fin de no presentar deterioro, de igual forma se sugiere que el mecanismo funcione en continúa lubricación o sumergido dentro de su carcasa o chasis, para mayor claridad de la modificaciones hechas a la corona y su dimensionamiento ver anexo D, plano de corona.

6.8.3. Diseño del pistón de impulsión

Ya teniendo el diseño de, sin fin corona y tornillo de potencia, la parte faltante para realizar la impulsión de la pasta de carne dentro del cilindro hacia la boquilla, es el pistón, el cual debe estar fabricado en los materiales aceptados como por ejemplo acero inoxidable 304 o acrílicos para la producción de alimentos, el diámetro de este está directamente relacionado con el diámetro interno del cilindro dejando la tolerancia para la ubicación de los oring, los cuales se encarga de hacer el sello entre la pared del cilindro y la pared del pistón, para no permitir el paso de partículas sólidas, debe tener un empaque de aleta encargado del sello de líquidos que posiblemente se filtren por los oring.

Los oring y el empaque de aleta se deben fabricar en caucho nitrilo el cual es aceptable para el contacto de alimentos, también conocido como Buna-N, Perbunan, o NBR, es un caucho sintético, copolímero de acrilonitrilo (ACN) y butadieno. Los nombres comerciales incluyen Krynac, Nipol y Europrene.

El caucho nitrilo es entonces un copolímero de acrilonitrilo-butadieno. Es el que más resiste a los aceites de todos los productos de caucho comercializados y se usa en artículos que funcionan en contacto con aceites minerales. Hay diferentes grados de caucho nitrilo, esto depende del contenido de nitrilo (la proporción de acrilonitrilo puede variar desde el 18% al 40 %). Los de alto contenido en nitrilo (35-40%) resisten más a los aceites, pero son más caros, tienen mayor temperatura de transición vítrea (Tg) y por eso, poseen pocas propiedades a bajas temperaturas y son más rígidos. Los grados medios (25%) y bajos (18%) en contenido de nitrilo, se usan donde no es tan importante la resistencia a los aceites¹⁷, por tanto es aceptable para el contacto con la paste de carne.

Su altura de ser superior a los 6 cm, para evitar que durante su desplazamiento dentro del cilindro se desestabilice y pierda el nivel, ocasionando sobre esfuerzos en todo el sistema de impulsión, debe ser de fácil desmontaje para su respectiva limpieza, de igual forma un bajo peso para no alterar los cálculos de capacidad ya realizados

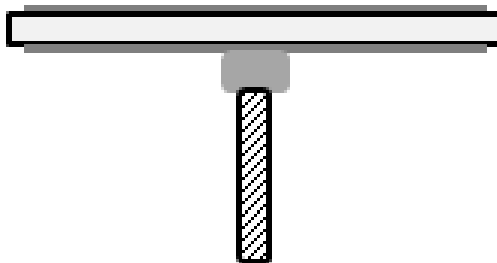
De acuerdo a las anteriores indicaciones se propone el siguiente diseño, utilizando para su simulación Solidworks y su herramienta de análisis de resistencia con elementos finitos.

Analizando que la altura mínima debe ser de 6 cm, y su diámetro de 34.5 cm, el fabricarlo totalmente en acero inoxidable 304 sería altamente costoso, por lo tanto se usara un sistema tipo emparedado con un centro de acrílico tipo duralon aceptado para el contacto con alimentos y mucho más económico que el acero, y

¹⁷ TECNOLOGÍA DE LOS PLÁSTICOS. caucho nitrilo. disponible en <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/>. [consulta realizada 13 de junio de 2015].

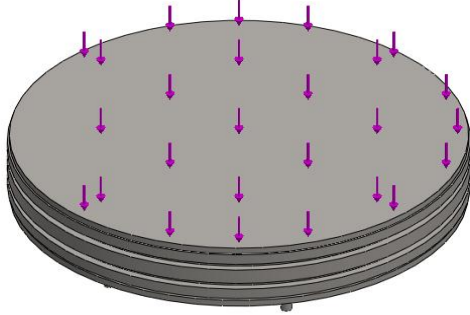
en los extremos se usaran dos discos en acero inoxidable de espesor de 6 mm los cuales estarán en contacto directo con la pasta de carne, para garantizar su fácil montaje y desmontaje, se suelda una tuerca en la platina inferior la cual se roscara en el tornillo de potencia como se ve en la figura 35.

Figura 37: esquema pistón tipo emparedado roscado en tornillo de potencia



La unión entre el duralon el acero inoxidable se realiza por medio de tornillos con tuerca de seguridad, garantizando la unión rígida, a continuación se muestra el análisis hecho por medio de elementos finitos en Solidworks

Tabla 25: características generales de la simulación para el pistón

		
Nombre del modelo: piston Configuración actual: Predeterminado		
Sólidos		
Tratado como	Propiedades volumétricas	Propiedades generales
Sólido	Masa:98.1648 lb Volumen:339.649 in ³ Densidad:0.289018 lb/in ³ Peso:98.0983 lbf	Nombre: AISI 304 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error Tensión máxima de predeterminado: von Mises Límite elástico: 2.06807e+008 N/m ² Límite de tracción: 5.17017e+008 N/m ²

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
--------------------	--------------------	----------------------

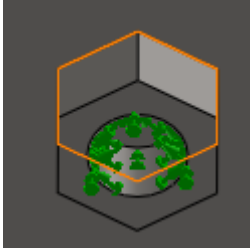
Fijo-1		<p>La sujeción se realiza en la parte inferior del pistón, donde está la tuerca que se sujetara al tornillo de potencia siendo, este el punto su punto de apoyo</p>
--------	---	---

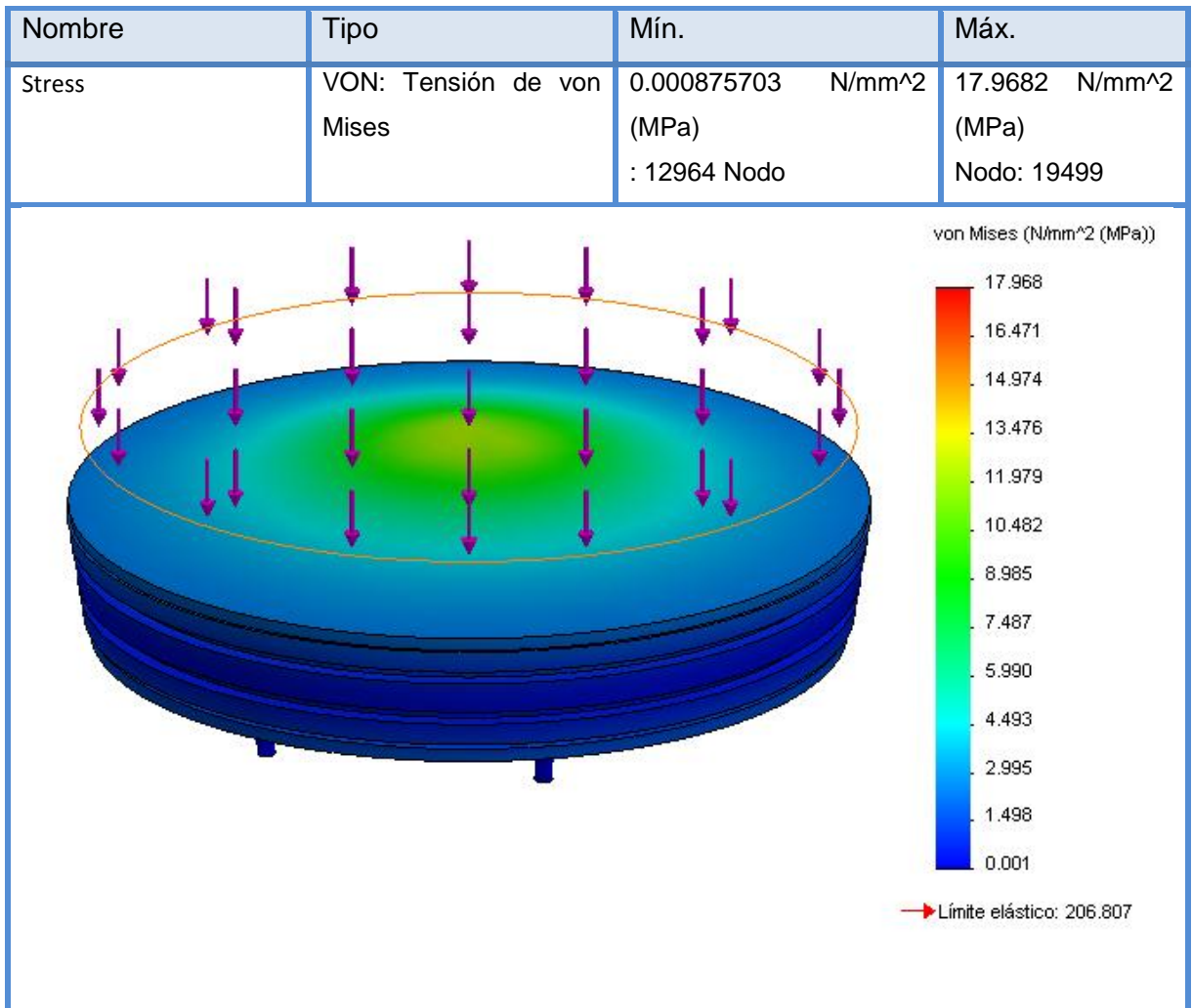
Tabla 26: características de la sujeción para la simulación del pistón

Tabla 27: características de carga aplicada para la simulación del pistón

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 49050 N</p> <p>el valor de 49050 N corresponde a una carga de 5 ton el cual es un valor mayor al encontrado mediante las pruebas, de esta forma se garantiza seguridad dentro del sistema</p>

De acuerdo a las características anteriores se presentan los siguientes resultados

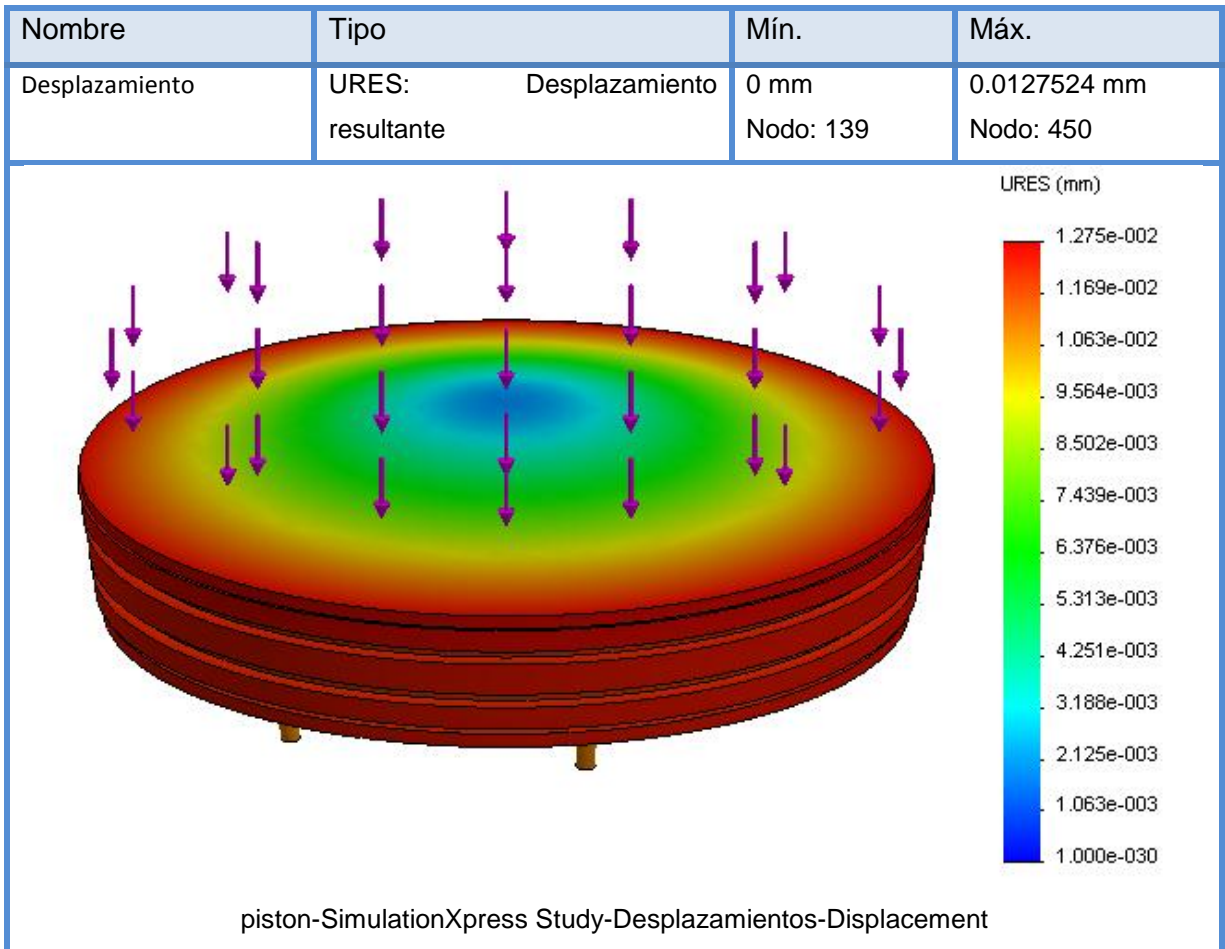
Tabla 28: resultados simulación de pistón según Tensión de Von Mises



Se observa que el punto de mayor esfuerzo apenas llega a los 17.968 Mpa, comparado con el límite elástico de 206.807 Mpa con un factor de seguridad de 12.1, por lo tanto el diseño es aceptable y garantiza la no existencia de posibles fugas o despresurización.

Ahora se presentan los resultados por desplazamiento unitario

Tabla 29: resultados por deformación del pistón



En el caso del desplazamiento se observa una amplia zona en color rojo que llamaría la atención y tiende a ser preocupante, pero al analizar los resultados se observa que su posible desplazamiento mayor es de apenas 0.012 mm, que no representan posibles problemas de fugas o despresurización, ya que se cuenta con los orign en contacto con la pared del cilindro y del empaque de aleta, disminuyendo la probabilidad de posibles inconvenientes, para una mejor visión de las características y dimisiones del pistón ver anexo D, plano de pistón.

6.9. MOTOR Y SISTEMA ELÉCTRICO

Según los cálculos realizados el motor a utilizar debe tener las siguientes características.

- Trifásico jaula de ardilla
- 3 Hp
- 3600
- Carcasa en aluminio para menor peso

Estas características están sometidas a cambios que se den durante la construcción de la máquina, se prevé que se haga un montaje provisional para probar su comportamiento y decidir si este será el definitivo, la unión entre el eje del motor y el eje del sin fin será directa, mediante acople tipo araña ya que este ayuda a corregir problemas de desalineación y absorbe impacto en el arranque.

Figura 38: motor trifásico de 3 hp a 3600 RPM



Fuente: Tomado de. DirectIndustry. Motor asíncrono / trifásico / con carcasa de fundición <http://www.directindustry.es/prod/leeson-electric/product-9182-596794.html>

Figura 39: acople araña para unión eje motor y eje sin fin



Fuente: Tomado de. Balinera Soluciones en movimiento. Acoples de cruceta o araña. http://www.labalinera.com/ac_cruceta.html

Para el control eléctrico del motor se plantea el uso de un variador de velocidad este es un tipo de convertidor de energía encargado de modular la frecuencia que recibe un motor, este permite variar la velocidad de los motores convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión en magnitudes variables¹⁸

Sus principales usos son.

- Dominio de par y velocidad
- Regulación sin golpes mecánicos
- Movimientos complejos
- Mecánica delicada

En el presente caso será usado para dominio de par y velocidad y regulación sin golpes mecánicos que pueden estar presentes en la entrada del sin fin debido a arranque y frenado continuo.

Durante el cálculo de rotación máxima requerida en la entrada del eje del sin fin esta se determinó entre 2500 a 2800 RPM, por tal motivo el variador servirá como control de funcionalidad, permitiendo el aumentar o disminuir la velocidad de embutido, similar al sistema de aceleración y freno en un vehículo.

Se cree que por las características de la pasta de carne, siendo una mezcla heterogénea de alta viscosidad y maleabilidad, la velocidad de avance del

¹⁸ VARIADORES DE VELOCIDAD. universidad tecnológica de Pereira. disponible en http://www.academia.edu/5644854/VARIADORES_DE_VELOCIDAD. [consulta 2 de junio de 2015].

pistón, no puede ser alta, pues el agujero de la boquilla sería pequeño para lograr la despresurización frente al avance del pistón, es por eso, que es indispensable el variador de velocidad y así encontrar el valor acorde de desplazamiento evitando posibles fugas o presurizaciones excesivas.

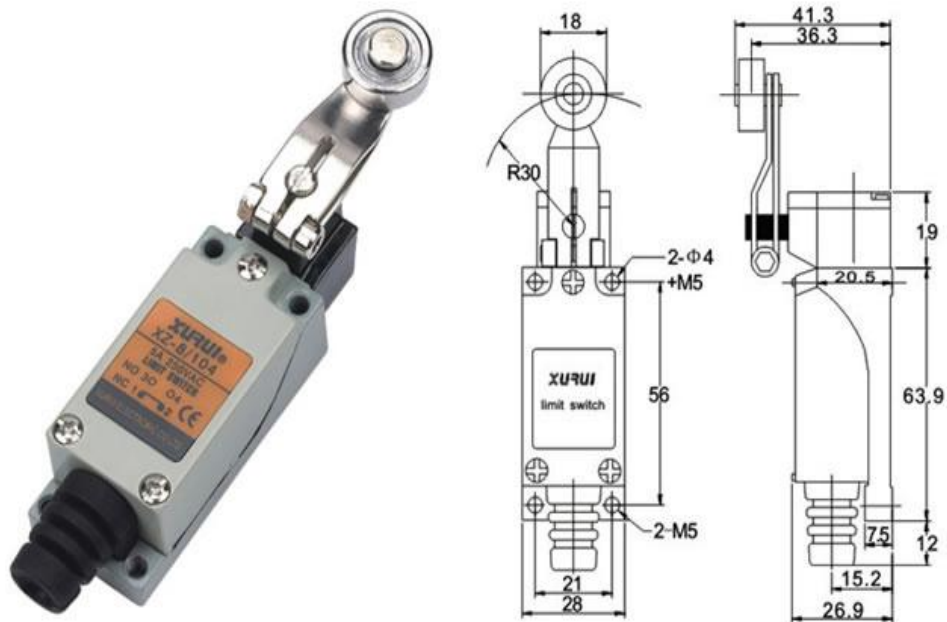
Figura 40: variadores de velocidad para 3, 5 y 10 hp



Fuente: Tomado de. Eléctricos y Controles Ltda. Variadores de velocidad mm40. <http://sites.amarillasinternet.com/electricosycontroles/electricos1.html>

Usar el variador de velocidad ofrece además varias ventajas sobre el control del sistema, como la detención del llenado de la corea si apagar el motor lo cual alarga la vida útil del mismo, permite llenar a diferentes velocidades dependiendo de la demanda de producto y una muy importante es que permite la conexión de los finales de carrera que envían la señal de detención para la inversión de giro del motor sin necesidad de crear un circuito aparte, gracias a sus múltiples entradas analógicas y electrónicas, de esta forma todo el control del sistema se podrá realizar desde el variador de velocidad.

Figura 41: final de carrera tipo brazo rotativo



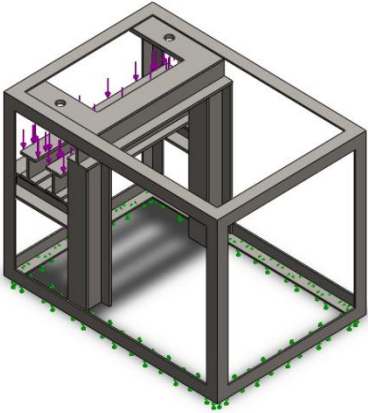
Fuente: Tomado de Eléctricos y electrónicos LTDA.<http://sites.amarillasinternet.com/electricosycontroles/electricos1.html>

Los finales de carrera estarán ubicados en la parte inferior de la mesa de trabajo sobre el sistema de bloque del tornillo de potencia, se determinara su ubicación exacta para que al hacer el respectivo contacto, se detenga el pistón en la parte superior de la cilindrada y la parte inferior para hacer el llenado de la misma, por su ubicación y tipo de accionamiento los más acordes para este trabajo son los tipo brazo rotativo, pues como el frenado no será instantáneo estos permite un margen amplio de accionamiento para evitar accidentes como el choque del pistón con la tapa y el choque del tornillo con el suelo.

6.10. DISEÑO DE CHASIS SOPORTE DE LA EMBUTIDORA

La estructura a soportar el sistema de embutido que incluye pernos de sujeción tapa-boquilla, cilindro, reductor sin fin corona, tornillo de potencia , motor, y sistema de control eléctrico, se diseña como una estructura rígida soldada para mayor resistencia, dejando libre el montaje y desmontaje del sistema sin fin corona y tornillo de potencia. Para corroborar posibles fallas y encontrar los debidos espesores y anchos de los ángulos y perfiles I que son los recomendados para usar en su construcción, se utiliza la simulación de elementos finitos en Solidworks y luego de varias simulaciones donde se modelan características como espesor longitud y resistencia, el resultado aceptado es el siguiente

Tabla 30: propiedades generales para la simulación del chasis

		
Nombre del modelo: chasis analisis Configuración actual: Predeterminado		
Sólidos		
Tratado como	Propiedades volumétricas	Propiedades generales

Sólido	Masa:130.921 kg	Nombre:	AISI 1020 Acero
	Volumen:0.0166354 m ³	Tipo de modelo:	laminado en frío
	Densidad:7870 kg/m ³		Isotrópico elástico
	Peso:1283.02 N	Criterio de error predeterminado:	lineal
		Límite elástico:	Tensión máxima de von Mises
		Límite de tracción:	3.5e+008 N/m ²
			4.2e+008 N/m ²

Tabla 31: fijación del chasis para la simulación

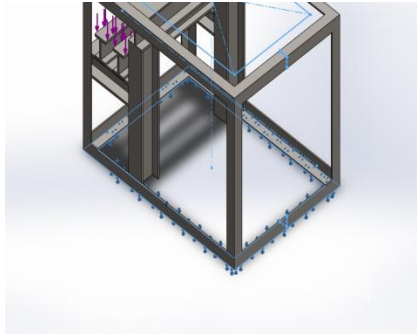
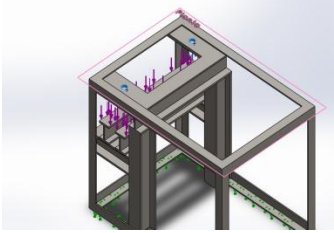
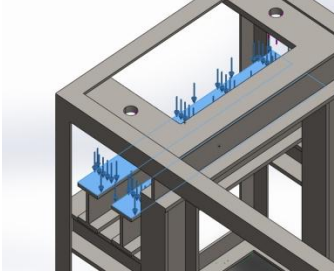
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		La sujeción se realizó en la parte inferior del chasis, haciendo referencia al apoyo de la estructura sobre el suelo

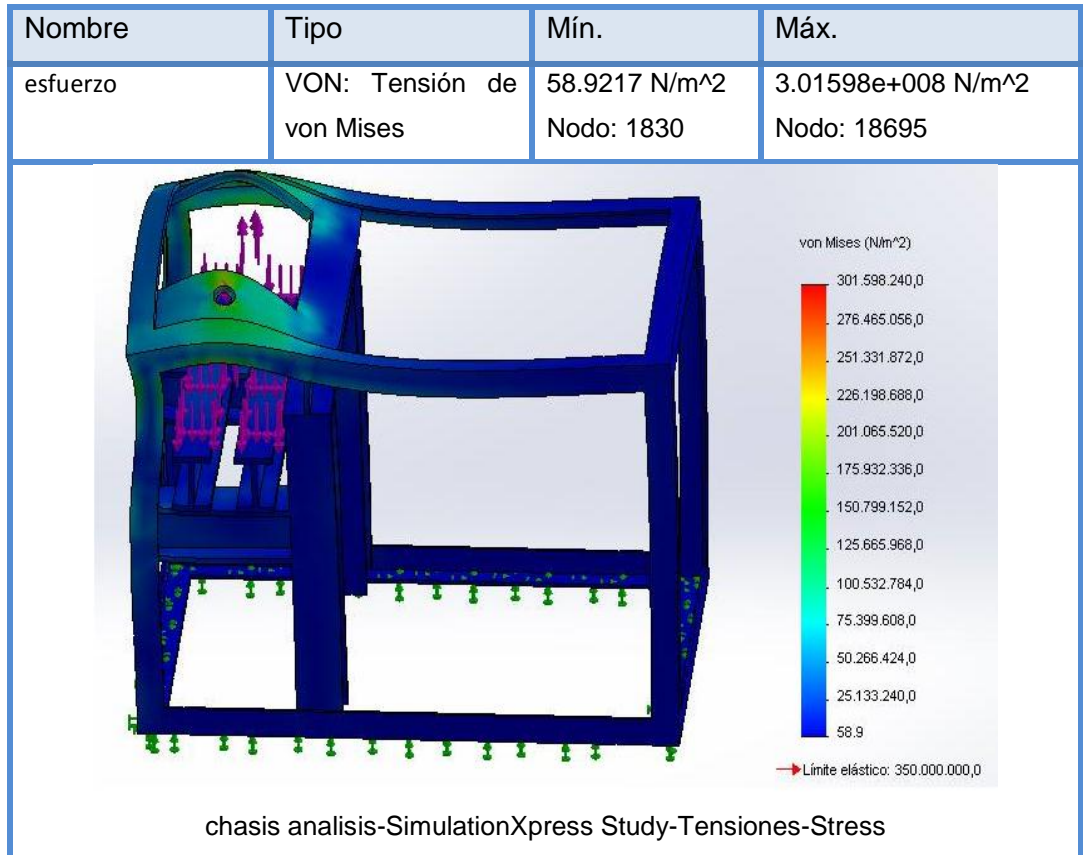
Tabla 32: características de fuerzas ejercidas sobre la simulación de chasis

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		<p>Se aplica una fuerza a tensión en cada una de las platinas en la zona donde se ubicaran los pernos de sujeción de 24500 N equivalente a 2.5 toneladas</p>
Fuerza-2		<p>Se aplica una fuerza en cada uno de los perfiles en I que soportaran el sistema de impulsión de 24500 N equivalente a 2.5 toneladas</p>

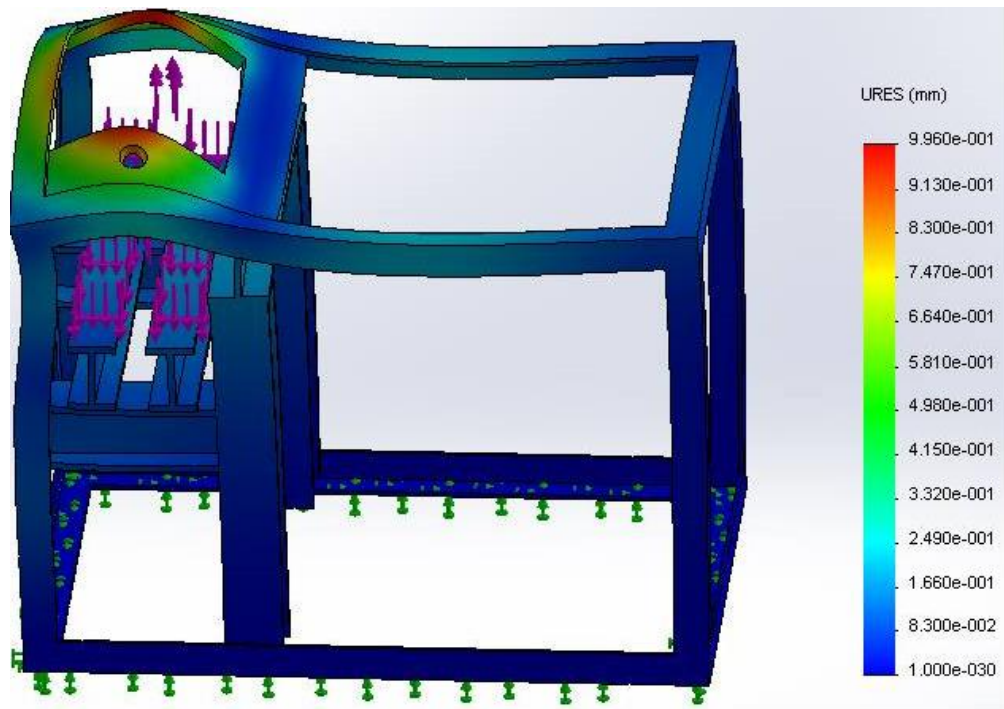
Al realizar la simulación anterior se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 33: resultados según máxima tensión de Von Mises



Se observa un esfuerzo máximo del sistema de 301.5 Mpa y el límite elástico se encuentra en 350 Mpa, dando total confiabilidad de que el sistema soporta las cargas a las cuales será sometido, para la simulación presente se usó ángulo en acero 1020 laminado en frío de 2 pulgadas de ancho por ¼ de pulgada de espesor y un perfil I estándar de 2 pulgadas.

Figura 42: resultados según desplazamiento unitario



Se observa un desplazamiento máximo de 0.9 mm, aunque no representa peligro para la estructura se recomienda aumentar el espesor de la platina de sujeción de los pernos de 12,7 mm a 15.8 mm la cual es equivalente a una platina de 5/8 de pulgada.

7. DISEÑO DE DETALLE DEL SISTEMA DE ATADO

Como se nombró en la descripción de este tipo de máquinas, su fabricación se caracteriza por tener un mecanismo base en todas sus presentaciones, es decir la parte mecánica, tanto en el sistema manual como en el automático es el mismo.

En el presente caso se propone utilizar este mecanismo base usado en las atadoras comerciales, ya que posibles modificaciones en pro de innovación, traerán dificultades de fabricación en el medio local, y a razón del bajo presupuesto con el que se cuenta, se decide realizar su diseño de esta forma.

La diferencia de diseño en el presente caso será en el control del sistema, ya que este si es diferente en cada atadora, pues depende del nivel de producción de la empresa en donde se encuentre trabajando.

Normalmente se usa un sistema PLC para controlar motores paso a paso, uno para dar movilidad al mecanismo de atado y otro que moverá las bandas que desplazan el producto, en teoría se pueden usar otros sistemas de control más avanzados y precisos, pero en el presente caso el factor determinante es el presupuesto, por tal razón el PLC es la alternativa económica más favorable.

Para una mejor comprensión de la caracterización y cálculos del sistema de atado se muestra las imágenes 43 y 44 de vista de ensamble y explosionado de la atadora.

Figura 43: vista de ensamble del sistema de atado

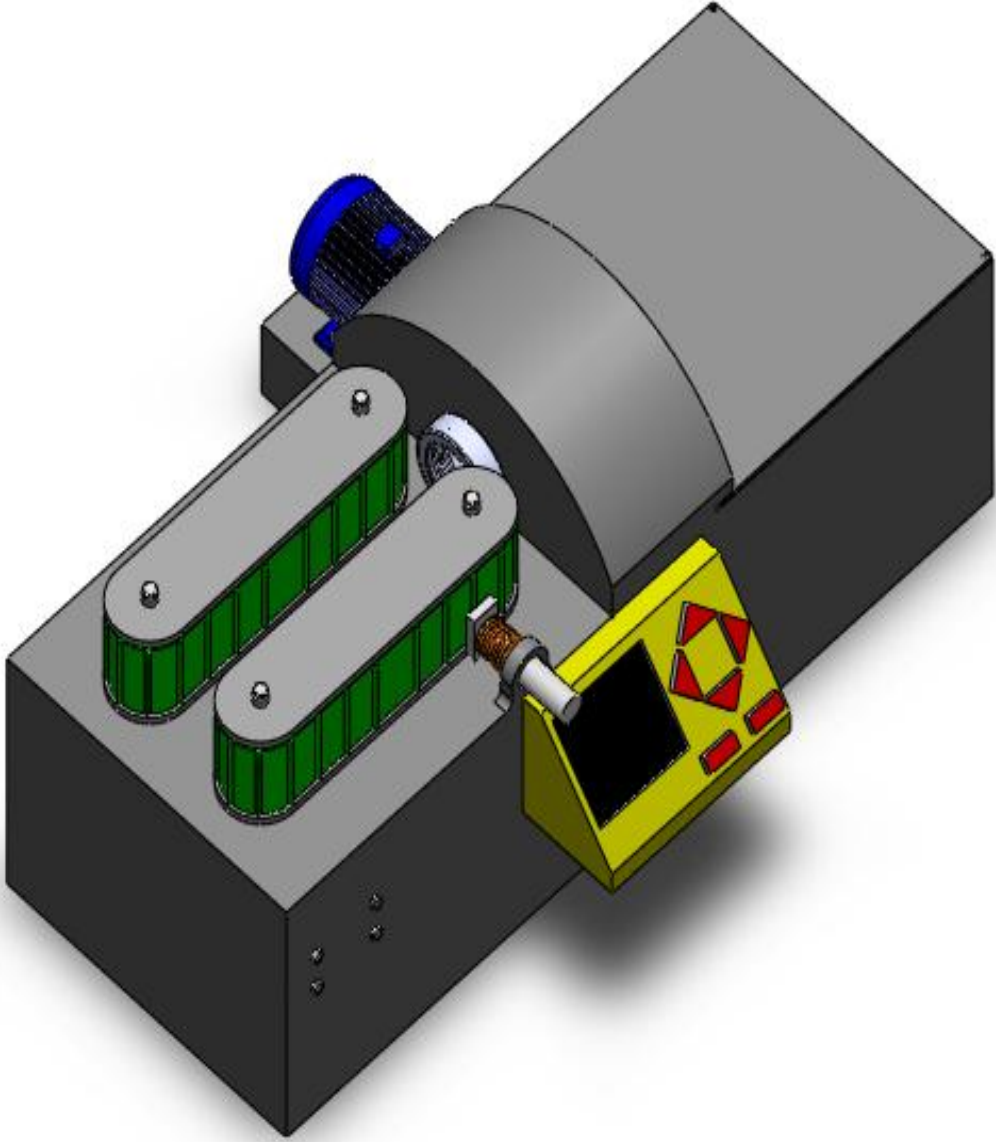
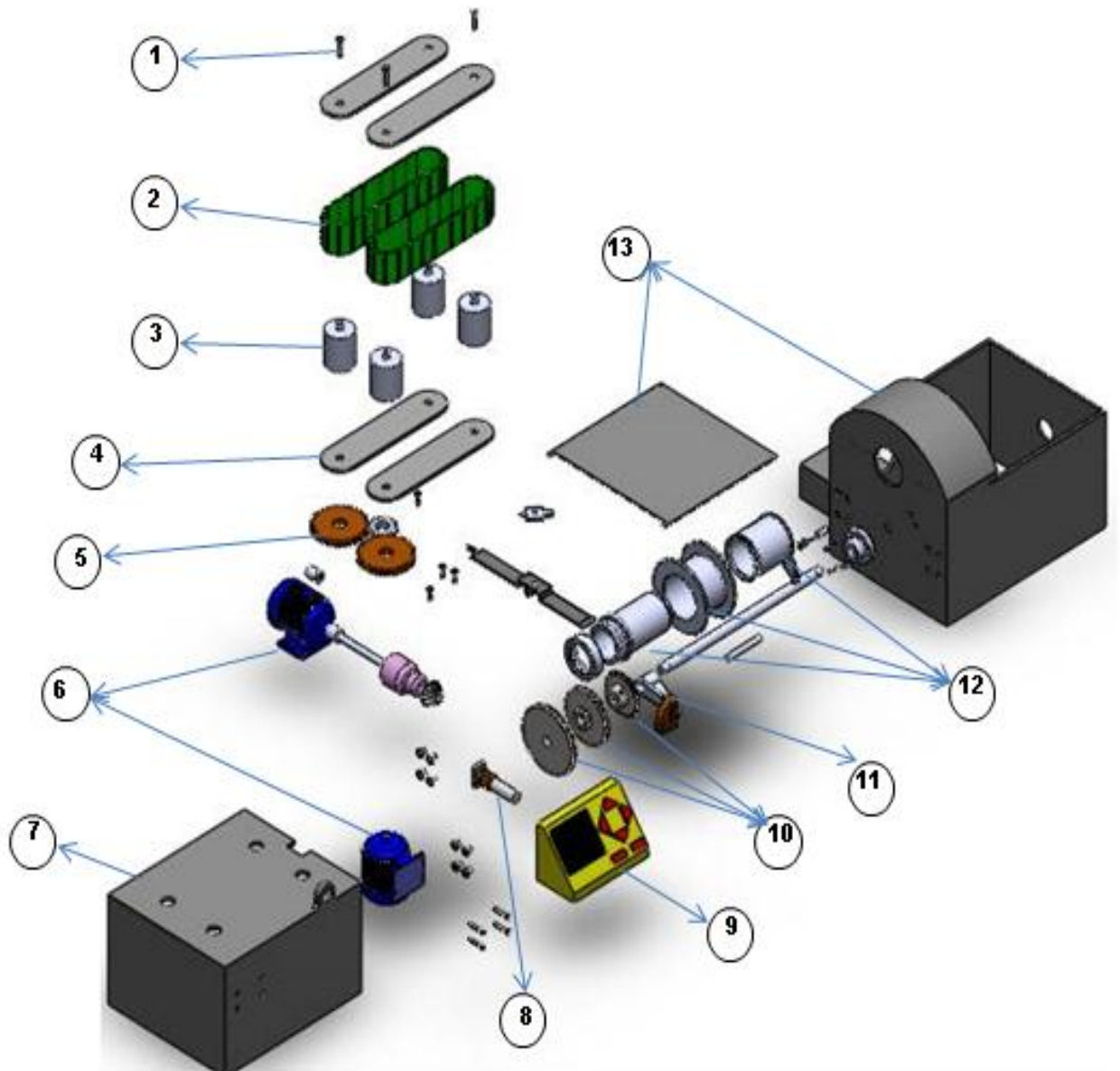


Figura44: Vista de explosionada del sistema de atado



1. Tornillos de sujeción
2. Bandas transportadoras
3. Tambores de bandas
4. Platinas de sujeción de tambores
5. Piñones de sincronía de bandas
6. Moto- reductores

7. Chasis lateral
8. Pin de ajuste
9. Control
10. Piñones de sincronía de atado
11. Cuchilla de corte de hilo
12. Carretes y tambores de hilo
13. Cubiertas frontal y superior

7.1. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE LA ATADORA

Para llevar a cabo este proceso se realizara el diseño del sistema mecánico común, el cual se caracteriza por el no requerir de fuerzas significativas para hacer el atado de cada porción, sus puntos crítico de diseño radican en el acoplamiento de sus partes para garantizar, movilidad y precisión.

Teniendo en cuenta estos factores, se toma como guía el sistema mecánico usado por un fabricante independiente del mercado local* donde se puede observar los componentes y características del sistema mecánico de una atadora manual común, el cual permite realizar la automatización deseada, teniendo total certeza de su funcionamiento pues se encuentra en uso, corroborando su estado y garantizando que los tamaños y ensamble usados son los correctos, además su método de fabricación es el más económico frente a otros un poco más complejos que no representa mayores benéficos pero si una mayor inversión.

Las partes del sistema de atado manual se clasifican en dos grupos partes fijas y partes móviles, los cuales son:

Partes móviles.

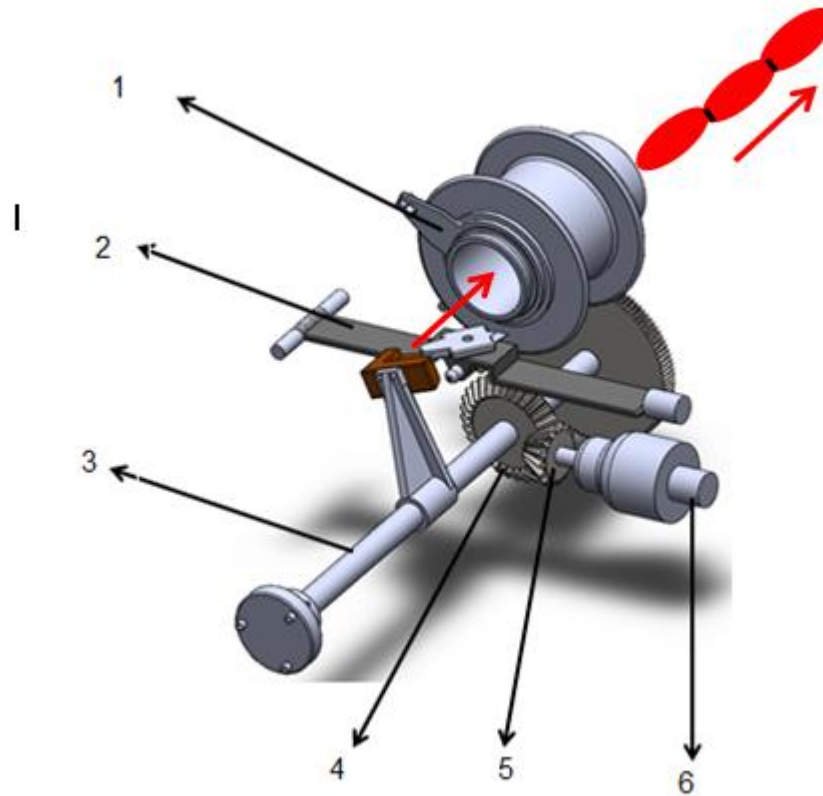
- Eje porta piñones
- Tapa soporte del eje porta piñones
- Soporte aluminio para corte con punta tope de bronce
- Engranaje cónico 32 dientes
- engranaje 110 dientes
- Barril Rosca con platina para enhebre
- Tuerca para barril rosca
- Piñón 90 dientes
- Eje del piñón 90 dientes
- Barril roscado 55 dientes
- Carrete para el hilo
- Tensor o graduador

Partes fijas a chasis

- Chasis o estructura soporte
- Platina porta cuchilla y aguja
- Aguja
- Cuchilla
- Bocín
- Piñón cónico 16 dientes

Para una mejor comprensión se realizó un modelamiento en Solidworks del sistema de atado manual resaltando las partes principales, como se observa en las figuras 38 y 39.

Figura 45: vista 1 modelo en Solidworks del sistema de atado manual



1: Barril Rosca con platina para enhebre

2: Platina porta cuchilla y aguja

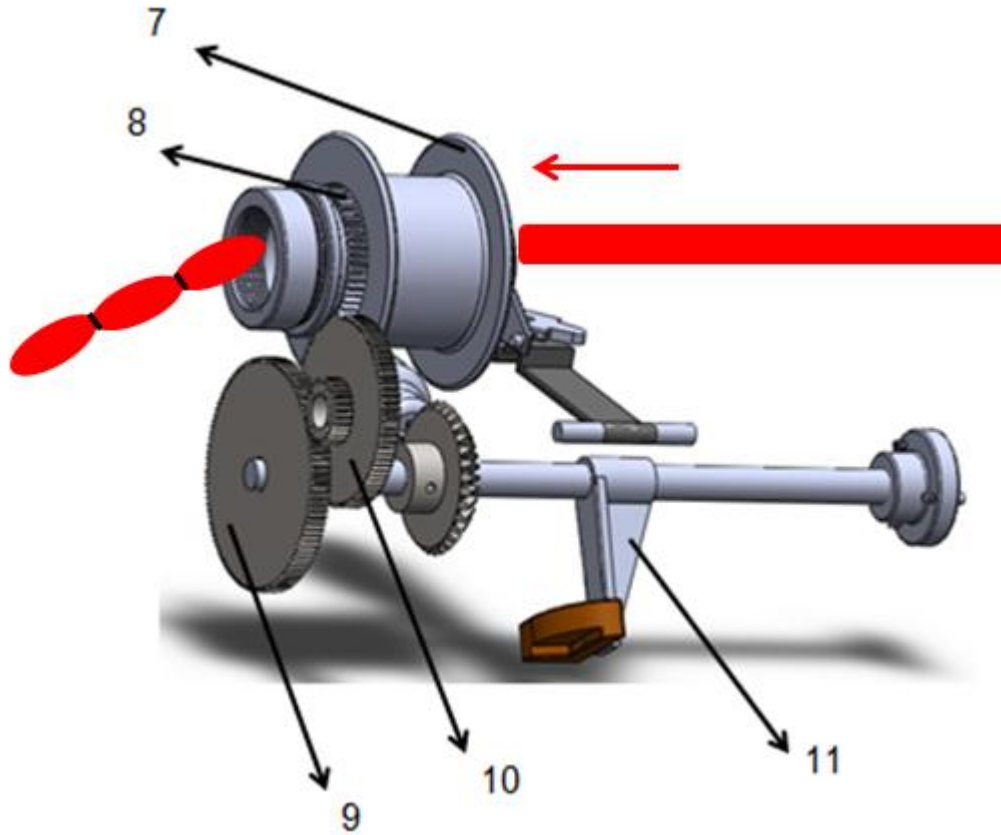
3: eje porta piñones

4: engranaje cónico 32 dientes

5: piñón cónico 16 dientes

6: eje motriz lateral

Figura 46: vista 2, modelo en Solidworks del sistema de atado manual



7: carrete para el hilo

8: unión rígida piñón 55 dientes con barril rosca con platina para enhebre

9: engranaje 110 dientes

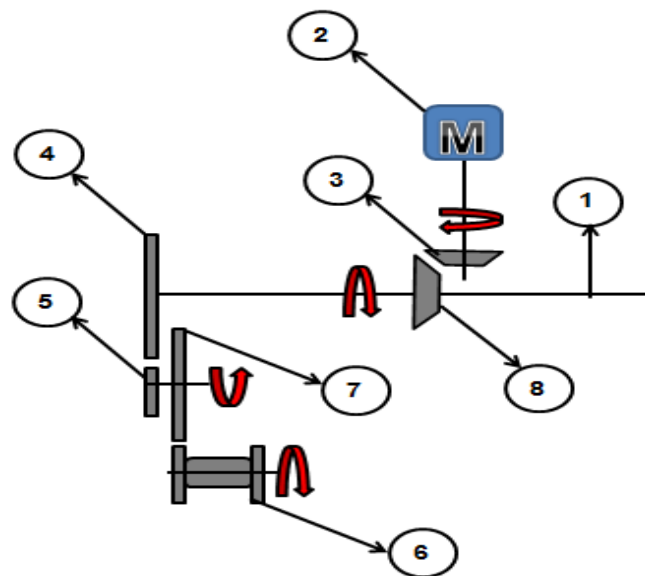
10: ensamble engranajes 90 dientes y 30 dientes

11: soporte aluminio para corte con punta tope bronce

Para apreciar claramente los principales componentes del sistema de atado manual en las figuras 38 y 39 se usó la herramienta “ocultar componentes de ensamblaje”, la cual permite ver la parte interna del sistema ocultando el chasis soporte.

El movimiento del mecanismo desde el punto de entrada del par motriz, hasta el movimiento de soporte de enhebre y el carrete de hilo se observa en el siguiente diagrama cinemático figura 40.

Figura 47: esquema cinemático sistema de atado



- 1 Eje porta piñones
- 2 Motor
- 3 Piñón cónico 16 dientes
- 4 Engranaje 110 dientes
- 5 Piñón 30 dientes
- 6 carrete porta hilo
- 7 Engranaje 90 dientes

8 Piñón 30 dientes

Observando el diagrama cinemático se puede entender la secuencia de rotación para realizar el atado de una unidad, iniciando con dos vueltas en el eje motriz, la relación cónica 1-2 reduce a 1 vuelta en el eje porta piñones, esta vuelta la realizan todos los elementos unidos a este eje como son: el engranaje 110 dientes y el soporte de aluminio con punta broce para corte, de esta forma se asegura que por cada giro del eje se realice el corte del hilo de cada unidad, ahora el engranaje 110 dientes transmite la rotación al engranaje 30 dientes, como la relación es de 3.6, entonces éstas son las vueltas que este realiza y como está unido de forma rígida al engranaje de 90 dientes este también realiza 3.6 vueltas por cada vuelta del eje porta piñones, el eje 90 dientes transmite al engrane de 55 dientes unido al barril roscado con soporte para enhebre, la relación es de 1.6 por tanto el barril roscado junto con el carrete realizan aproximadamente 6 vueltas para atar cada unidad garantizando que este no puede desatarse ni perder la forma durante su comercialización.

Los materiales de fabricación usados en la construcción de la atadora manual nombrada no son los mejores respecto a calidad y durabilidad, pues usan materiales plásticos como polímeros UHM y duralon en la fabricación de los engranajes al igual que para la construcción del chasis soporte, como se observa en la figura 41.

Figura 48: atadora manual fabricada en materiales comunes.



Se plantea como mejora en el sistema mecánico que la fabricación de los elementos del sistema se realice en bronce SAE 65 y en fundición, en pro de un mejor acople y alargamiento de la vida útil del mecanismo, a continuación se plantea una comparación de resistencia entre una de las piezas de la atadora fabricada en UHM y su posterior fabricación en bronce o fundición.

La pieza seleccionada para realizar la comparación entre materiales es el piñón recto 30 dientes (ver figura 43 elemento 5), pues este es el punto de la transmisión de torque más crítico del sistema, debido a que en este presenta la relación más alta entre parejas de engranes (3.6 a 1), así que las fuerzas de contacto son más altas en comparación con los demás puntos de transmisión

7.1.1. Análisis de fuerzas en el engranaje escogido

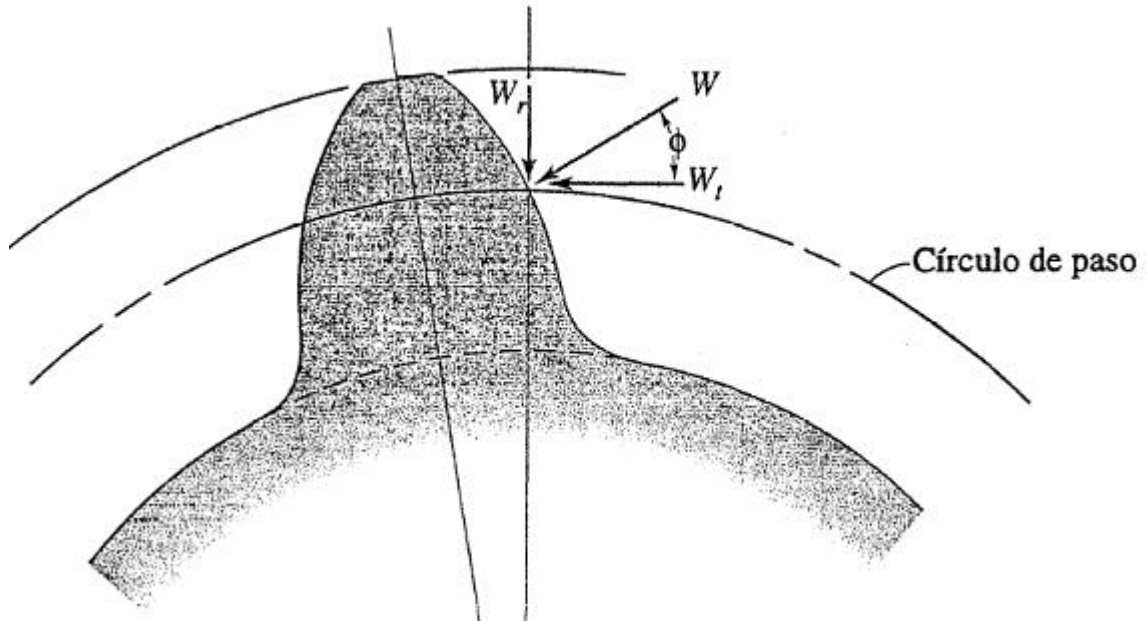
Para realizar esta comparación se hace el análisis de fuerzas presentes en el diente (tangencial, radial y normal), para luego obtener el esfuerzo por flexión que soportara el diente, calculando para cada material el factor de seguridad y así realizar una tabla comparativa.

El proceso de cálculo se llevara a cabo del mismo modo que en los procedimientos usados con el sistema de embutido, utilizando el solver EES como herramienta principal del proceso, el procedimiento a seguir es el aplicado en el libro de elementos de máquinas de Hamrock, en el cual se hace la aplicación de la norma AGMA que rigen el diseño de engranajes¹⁹

Las fuerzas aplicadas en el diente de un engranaje se observa en la figura 42.

¹⁹HAMROCK, J Bernan. elementos de máquinas. Ciudad de México. McGraw-Hill. 2000. 640 p.

Figura 49: fuerzas que actúan en el diente del engranaje



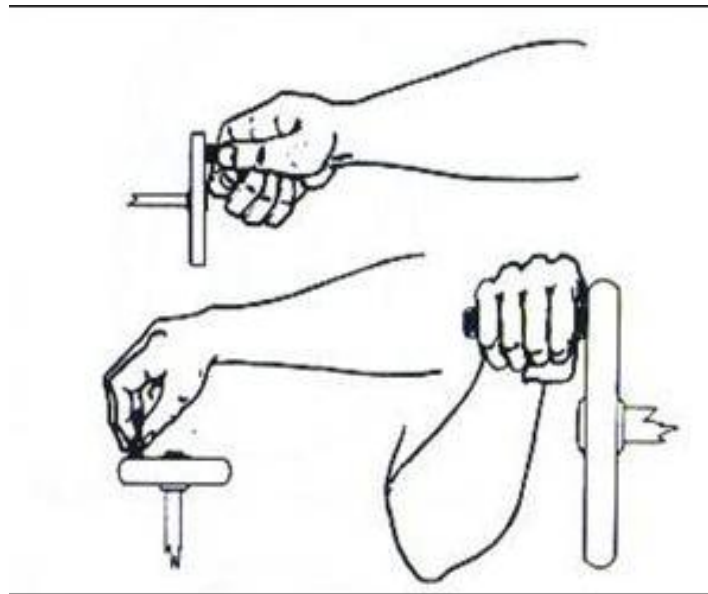
Fuente: Tomado elementos de máquinas de Han Rock. 203 P

Para determinar las fuerzas en el diente se debe establecer la potencia del sistema, para esto se plantea, un análisis de la manivela utilizada en la atadora manual en busca del torque ejercido y la velocidad angular en la entrada, la longitud de la manivela es de 15 cm.

En las observaciones hechas del funcionamiento de la atadora manual se pudo notar que la fuerza aplicada a la manivela es mínima, simplemente se ejerce movimiento rotacional, así que para tener un acercamiento numérico de carga, se pondrá el valor del peso promedio de una mano, antebrazo y brazo de un adulto en el extremo de la manivela, (Ver imagen 43).

La estatura promedio de un adulto en Colombia es 1.72 m y el peso es de 74 kg, la proporción en porcentaje del brazo y la mano respecto del peso total es del 5.7%, así que el peso promedio del brazo y la mano es de 4.2 kg²⁰.

Figura 50: mano sobre manivela

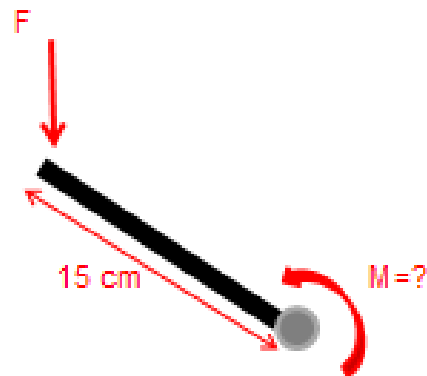


Fuente: tomado de. Mecanismos de transmisión de movimiento. Biela-Manivela.<http://barbarabelen8a.blogspot.com/>

A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre sobre la manivela.

²⁰ ZONADIET.COM. tabla de peso ideal en metros y kilogramos. Disponible en <http://www.zonadiet.com/tablas/pesoideal.cgi>. [consulta jueves 16 de junio de 2015].

Figura 51: diagrama de cuerpo libre de la manivela de la atadora



Para realizar el cálculo de la potencia necesaria del sistema se necesitan los siguientes datos.

Datos.

$$w = 4.2 \text{ [kg]} \quad (79) \text{ peso del brazo y mano}$$

$$L_m = 0.15 \text{ [m]} \quad (80) \text{ longitud de la manivela}$$

Se plantea la ecuación de potencia, sabiendo que es igual al producto del torque por la velocidad angular así:

$$Pot = T_{or} \cdot W_{an} \quad (81) \text{ potencia del sistema}$$

Se observa que falta el valor del torque y la velocidad angular para el torque se plantea las ecuaciones 82 y 83.

$$F = w \cdot 9.81 \quad (82) \text{ peso del brazo en Newton}$$

$$T_{or} = F \cdot L_m \quad (83) \text{ torque ejercido en el eje por la manivela}$$

Ahora para la velocidad angular se sabe que en los objetivos específicos se dijo que la atadora debe tener la capacidad de entregar 2000 unidades por hora, el sistema de atado para hacer el amarre de una unidad necesita realizar dos vueltas en la manivela, por lo tanto tenemos que para cumplir con el objetivo la atadora debe tener una velocidad de entrada mínima de 68 RPM equivalentes a 7.12 rad/s, de esta manera se tienen los siguientes resultados.

$$F = 41.2 \text{ [N]}$$

$$L_m = 0.15 \text{ [m]}$$

$$Pot = 43.36 \text{ [wats]}$$

$$T_{or} = 6.18 \text{ [N-m]}$$

$$w = 4.2 \text{ [kg]}$$

$$W_{an} = 7.016 \text{ [S}^{-1}\text{]}$$

Se observa que la potencia necesaria en la entrada del eje de la atadora es bastante baja apenas de 43.36 wats equivalente a 0.058 hp, así pues el motor a usar sería un motor-reductor de 100 wats de entre 80 a 100 RPM, resaltando que este no tendría mayor dificultad para su compra y montaje.

A continuación se muestra el cálculo de las fuerzas sobre el engranaje.

Para ello se necesitan los siguientes datos.

$\theta = 20$ [°]	Ángulo de presión en el engranaje
$h_p = 0.058$ [hp]	Potencia en el sistema
$z = 30$	Número de dientes del engranaje
$m = 0.9$	Modulo
$N_{ini} = 68$ [rpm]	Velocidad angular de entrada

Los datos como Angulo de presión, modulo y numero de dientes fueron suministrados por el fabricante mencionado anteriormente, la potencia y velocidad angular inicial se toman del cálculo anterior.

Ahora se plantea la ecuación de fuerza tangencial.

$$W_t = \frac{126050 \cdot h_p}{d_{pa} \cdot N_a} \quad (82) \text{ Fuerza tangencial}$$

Se observa que el diámetro de paso (d_{pa}) no se conoce, se plantea su cálculo así.

$$d_{pa} = \frac{z \cdot m}{25.4} \quad (83) \text{ diámetro de paso}$$

La división entre 25,4 se realiza para hacer la conversión de milímetros a pulgadas, pues las ecuaciones de la norma AGMA se aplican en el sistema de unidades inglesas, de esta forma se tiene la fuerza tangencial y con ella se plantean las ecuaciones 84 y 85 correspondientes a la fuerza radial y normal.

La variable N_a hace referencia a la velocidad angular del diente al momento del acople, y su valor se calcula con la ecuación 84.

$$N_a = \frac{N_{ini}}{2} \cdot 3.66 \quad (84) \text{ velocidad angular del diente}$$

Su valor depende de la velocidad en la entrada, esta es reducida a la mitad por la transmisión cónica 2-1 posteriormente aumenta con la relación 1-3.66.

Posteriormente se plantean las ecuaciones de fuerza radial y tangencial.

$$W_r = \frac{W_t}{\tan(\theta)} \quad (85) \text{ fuerza radial}$$

$$W_n = \frac{W_t}{\cos(\theta)} \quad (86) \text{ fuerza normal}$$

Con estas ecuaciones se obtiene los siguientes resultados:

$b_w = 0.31$ [pul]	$d_{pa} = 1.063$ [in]	$h_p = 0.058$ [hp]	$K_a = 1$
$K_m = 1$	$K_s = 1$	$k_v = 0.8$	$m = 0.9$
$N_a = 124.4$ [rpm]	$N_{ini} = 68$ [rpm]	$\sigma_t = 745$ [psi]	$\theta = 20$ [°]
$W_n = 58.82$ [lb]	$W_r = 151.9$ [lb]	$W_t = 55.27$ [lb]	$y_j = 0.318$
$z = 30$			

Se observan los valores de fuerza ejercida sobre el diente del engranaje, resaltando que los valores de fuerza son considerablemente altos, confirmando el por qué se escogió este engranaje para realizar la comparación, pues el valor de la velocidad angular es el más alto del sistema con 497.8 RPM.

Ahora se procede a calcular el esfuerzo por flexión a partir de la ecuación 87.

$$\sigma_t = \frac{W_t \cdot d_{pa} \cdot K_a \cdot K_s \cdot K_m}{b_w \cdot y_j \cdot k_v} \quad (87) \text{ esfuerzo por flexión}$$

En la ecuación 86 aparecen variables desconocidas, se inicia por el establecer que el ancho de cara b_w el fabricante lo maneja en 8 mm o 0.31 pulgadas, los factores K , hacen referencia a condiciones de funcionamiento y fabricación su valor se muestra a continuación.

$$K_a = 1 \quad \text{Factor de aplicación}$$

Este factor depende de las variaciones de entrega de potencia al sistema, es decir si tiene picos de sobre esfuerzo o si la entrega de potencia es continua, es este caso la entrega de potencia es uniforme por tal razón su valor es 1.

$$K_s = 1 \quad \text{Factor de tamaño}$$

La norma AGMA indica que para módulos menores de 5 el factor de tamaño es 1

$$K_m = 1 \quad \text{Factor de distribución de carga}$$

El factor de distribución de carga depende de la división del ancho de cara entre el paso diametral como esta es menor a 0.5 el valor de este factor es 1

$$k_v = 0.8 \quad \text{Factor dinámico}$$

El factor dinámico depende de la velocidad de rotación del diente, como esta es superior a 300 rpm pero inferior a 500 rpm, el valor de este factor es 0.8

$$y_j = 0.318 \quad \text{Facto de forma de Lewis}$$

Este factor está determinado por el número de dientes y el ángulo de presión del engranaje, por lo tanto para un ángulo de 20° y 30 dientes, el valor del factor es 0.318.

Con estos datos se tiene el valor del esfuerzo por flexión.

$$\sigma_t = 186.2 \text{ [psi]}$$

Ahora se procede a realizar el tabulado de los valores del factor de seguridad respecto de los materiales a fabricar.

Tabla 34: comparación de factor de seguridad

Material	Esfuerzo por Flexión (psi)	Esfuerzo permisible (ksi)	Factor de seguridad
Duralon	186.2	7.1	38.1
Bronce SAE 65	186.2	14.1	75.8
Fundición	186.2	26	139
Acero inoxidable	186.2	60	322.5

Al analizar la tabla se observa factores de seguridad desproporcionados, pero corrobora lo dicho al comienzo del capítulo donde se habla de que el punto crítico en el diseño del sistema de atado no está en los esfuerzos a soportar por los componentes si no en el acople y movilidad.

Se recuerda que el objetivo de la tabla 34 es el comparar los factores de seguridad como un parámetro de selección del material para fabricar los engranajes y partes principales del sistema de atado, teniendo en cuenta que el sistema guía se encuentra construido en duralon el cual según se observa presenta un factor de seguridad aceptable se entran a debatir los siguientes factores.

- Vida útil

Para el sistema de atado manual el cual no se usa de forma continua si no por periodos cortos dependiendo de la demanda de la empresa, resulta conveniente el uso del duralon pues es el más económico de los materiales propuestos.

Pero como en el presente diseño se realiza la automatización del sistema, el uso de la maquina será continuo en pro de aumentar la producción, es por esto que se recomienda el uso de bronce SAE 65 en los engranajes cónicos, y fundición gris en las demás partes y el forrado en acero inoxidable para evitar la corrosión y alargar la vida útil de la máquina.

- Costos.

Si bien la automatización se podría realizar sobre el sistema existente fabricado en duralon reduciendo costos considerablemente, no tendría mayores beneficios a largo plazo pues el deterioro de las piezas sería inminente teniendo en cuenta que la producción normal con la maquina manual es de apenas 200 unidades por hora y ahora se pretende llegar a 1000.

Se prevé que el costo de fabricación con los materiales recomendados tenga un aumento del 50%, pero este se justifica con el postergamiento de la vida útil del sistema y el incremento de la producción en más de un 500%.

A continuación se muestra las principales piezas del sistema una a una con una imagen de su modelamiento en Solidworks y la función que cumple del sistema.

7.2. DESPIECE DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL SISTEMA DE ATADO

7.2.1. Eje porta piñones

Como su nombre lo indica, es el encargado de sostener los piñones principales del sistema, como son el piñón cónico 32 dientes, por el cual entra el par torsor al sistema, piñón 110 dientes el cual es el encargado de dar movilidad al carrete de hilo y en él también está el soporte de aluminio el cual se encarga de hacer el corte del hilo, estas partes están sujetas al eje por medio de tornillo prisionero, por tanto no es necesario hacer chavetera, la longitud y diámetro recomendados respectivamente son 300 mm y 30 mm, su fabricación será en acero inoxidable 304.

A continuación se muestra el modelo en vista isométrica de la pieza en Solidworks y los planos en detalle con medidas y características de cada una de las piezas del sistema de atado se presentan en el anexo B.

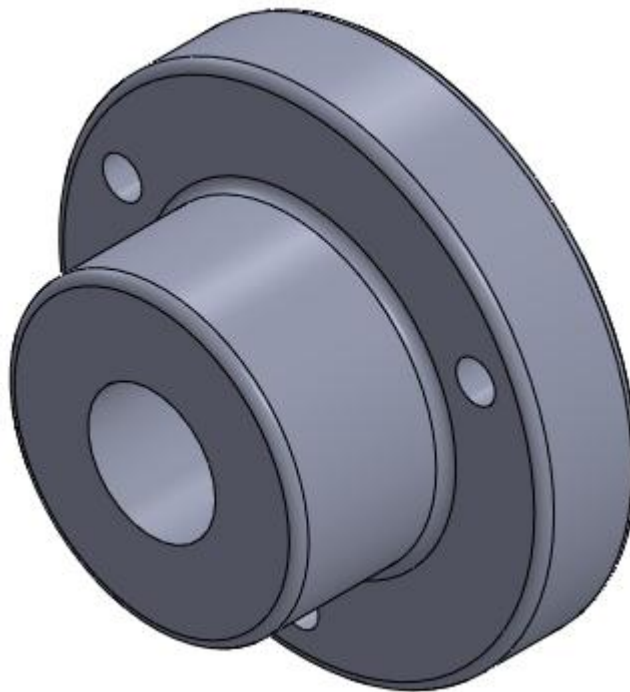
Figura 52: eje porta piñones



7.2.2. Tapa soporte del eje porta piñones

El eje porta piñones se ajusta al chasis por medio de la tapa soporte, esta presenta un diseño especial el cual permite que el eje rote dentro de ella mientras lo mantiene en su posición correcta, la tapa soporte se sujeta al chasis mediante tornillos, por lo tanto permite que el eje se ha desmontable para el debido cambio de la piezas que a él van sujetas.

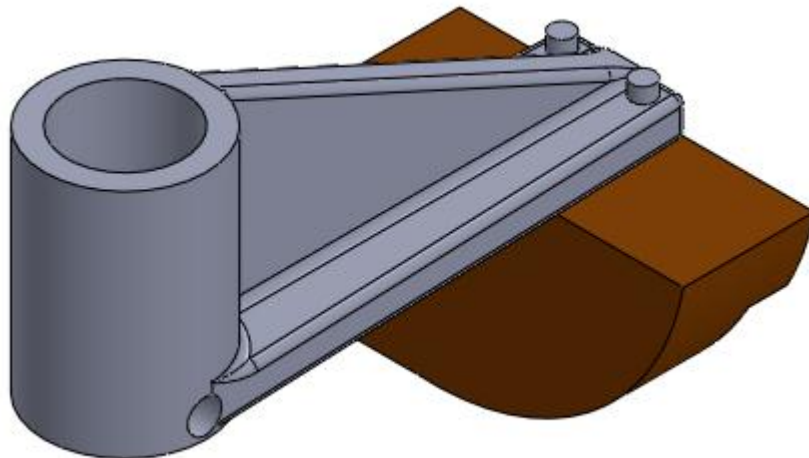
Figura 53: tapa soporte de eje porta piñones



7.2.3. Soporte aluminio para corte con punta tope de bronce

Este soporte va montado en el eje, en una posición precisa mostrada en los respectivos planos (ver el anexo E, planos sistema de atado), pues en su extremomás lejano durante su rotación tocara la cuchilla que cortara el hilo y empuja la aguja que lo mantiene enhebrado después del atado, entonces su posicionamiento depende del ensamble total, la punta tope o trinquete se fabrica en bronce común para que sea de fácil remplazo y bajo costo, pues al estar en continuo golpe el desgaste es progresivo

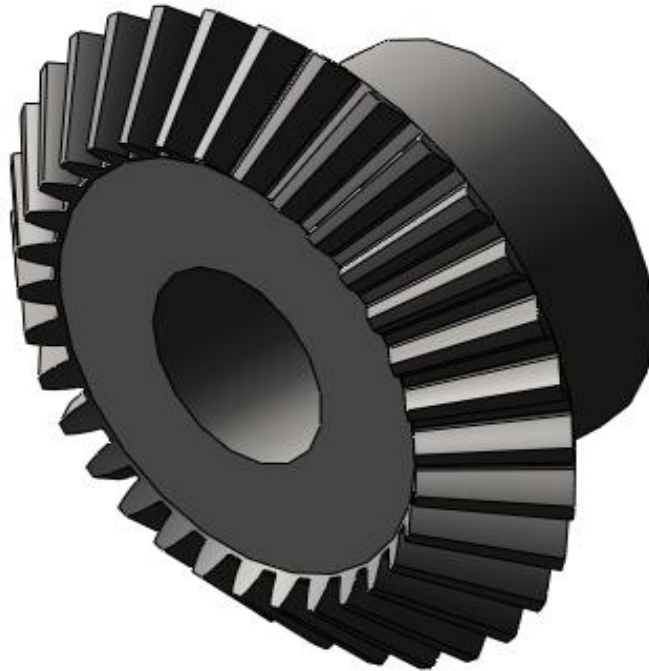
Figura 54: soporte aluminio con punta tope de bronce



7.2.4. Engranaje cónico 32 dientes

Este engranaje es el encargado de recibir el torque del piñón motor de 16 dientes y hacer traslación a 90° al eje principal porta piñones, siendo esta la función principal de un sistema de engranajes cónicos en una transmisión, de igual manera se resalta que la reducción es de 2 a 1, reduciendo a la mitad la velocidad angular de entrada.

Figura 55: engranaje cónico de 32 dientes

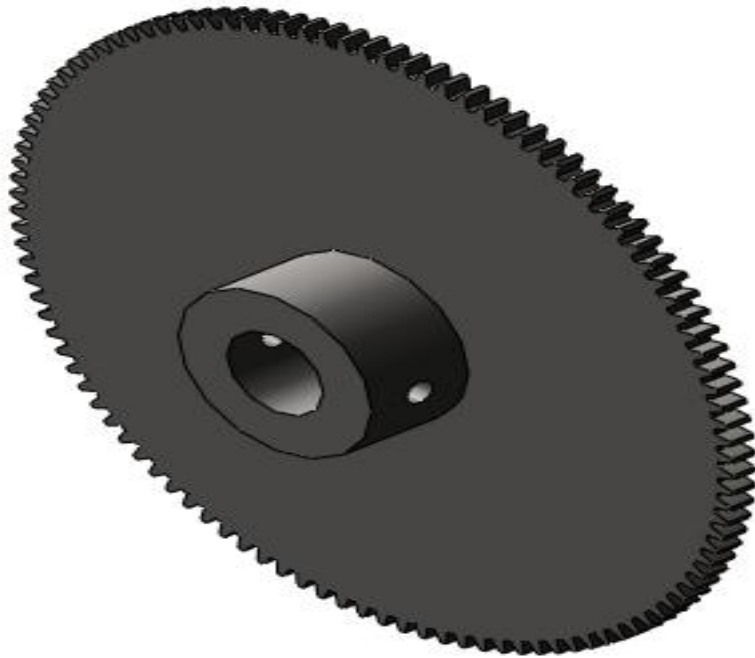


7.2.5. Engranaje recto 110 dientes

Este engranaje está en uno de los extremos del eje porta piñones, debajo del carrete de hilo, como el eje porta piñones y el carrete deben girar en el mismo sentido entonces su transmisión de rotación no puede hacerse directa, así que el engranaje 110 dientes transmite al recto de 90 dientes que es un tren compuesto el cual está en unión rígida a otro engranaje de 30 dientes y este es el que recibe la transmisión del recto de 110 dientes, de esta forma el engranaje de 95 dientes transmite la rotación al barril del carrete para que este último gire en la misma dirección que el eje porta piñones, al tiempo que realiza el ajuste de velocidad requerido para que para que el barril rosca con el soporte de enhebre realice las 6 vueltas de atado.

Desde el punto en el que ingresa el torque al sistema, hasta el punto donde es transmitido al carrete de hilo.

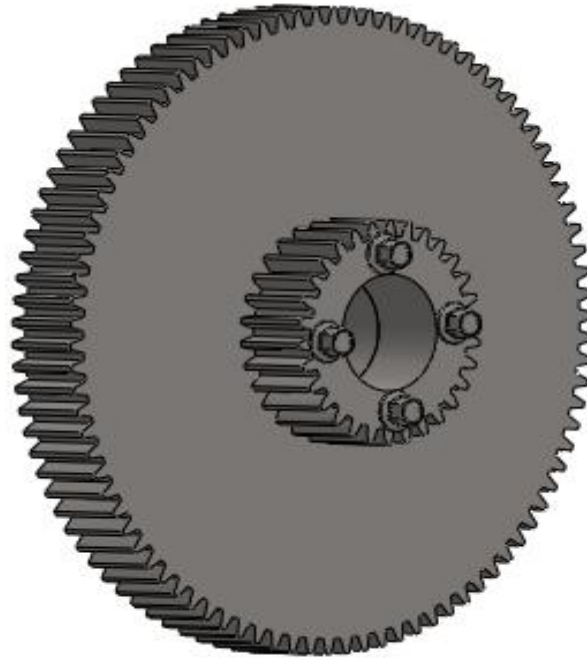
Figura 56: engranaje recto 110 dientes



7.2.6. Unión rígida engranaje 90 dientes y piñón 25 dientes

Esta pareja de engranajes están unidos de forma rígida mediante tornillos y su función principal es mantener el sentido de giro en el carrete y el eje porta piñones, al igual que hacer la reducción precisa de la velocidad a la cual se necesita que rote el carrete respecto a la del eje porta piñones, el par torsor como se mencionó anteriormente es recibido por el piñón de 30 dientes y se entrega al carrete por medio del engrane de 90 dientes.

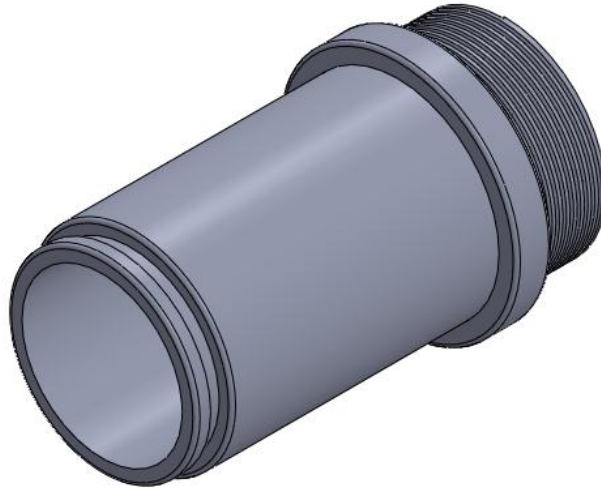
Figura 57: pareja de engranes de 90 y 30 dientes



7.2.7. Barril Rosca

Esta parte del sistema mecánico, funciona como soporte y eje de rotación del carrete de hilo, esteva fijo al chasis por medio de su parte roscada, la cual se sujeta con una tuerca exterior, es de resaltar que el material de este eje debe ser de menor resistencia, respecto del carrete de hilo, o si es necesario se debe embujar el carrete con un material que proteja el desgaste por fricción tanto el eje como el carrete, este buje se puede fabricar en bronce fosforado.

Figura 58: Barril rosca o eje soporte de carrete de hilo



7.2.8. Unión rígida piñón 55 dientes con barril rosca con platina para enhebre

Esta pieza es la que permite realizar el atado del producto rota libremente sobre el barril rosca mostrado anteriormente, el carrete de hilo está unido a él con un ajuste forzado para que el giro se ha simultaneo, en un extremo está el engranaje de 55 dientes que recibe la transmisión del engrane 90 dientes, a este está unido un barril el cual en el otro extremo presenta el soporte para enhebre del hilo y este es el encargado de girar alrededor del producto para realizar el atado.

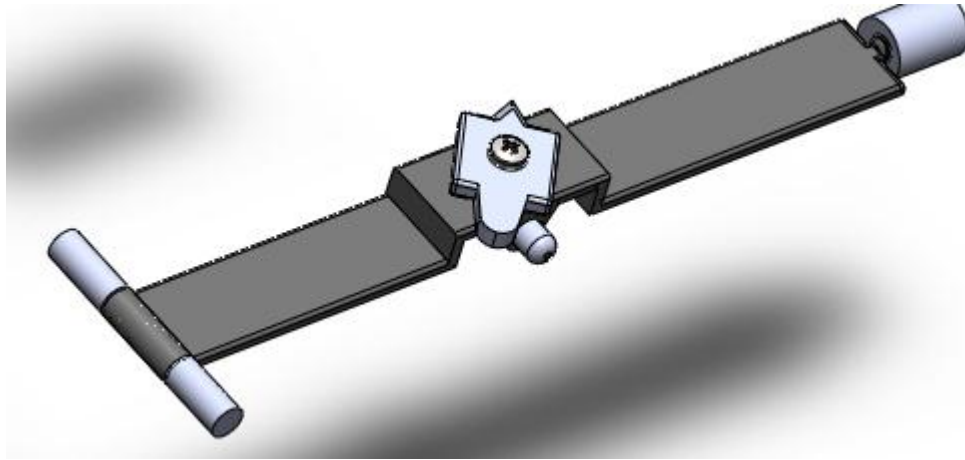
Figura 59: unión rígida piñón 55 dientes con barril rosca y platina para enhebre



7.2.9. Platina porta cuchilla y aguja

Como su nombre lo indica es la encargada de sostener la cuchilla para cortar el hilo y la aguja que no permite que este se desenhebre, estas entran en funcionamiento cuando el tope de bronce que está en el extremo superior del soporte en aluminio hacer contacto con estas, pues la cuchilla gira cortando el hilo, y la aguja sale sujetando la punta libre y reteniéndola para iniciar el nuevo atado, esto sucede cada vez que el eje porta piñones realiza un giro completo.

Figura 60: platina porta cuchilla y aguja



Las caracterización de las partes anteriores se hizo con el fin de mostrar el comportamiento del sistema, para observar en detalle cada uno de los componentes y su respectivo tamaño puede observar en anexo b, donde se encuentran los planos en detalle de cada uno de los componentes.

Para tener claridad de las dimensiones y características en detalle de los elementos mencionados anteriormente ver el anexo E, planos del sistema de atado

7.3. CARACTERIZACIÓN DE LOS ELEMENTOS NECESARIOS PARA LA AUTOMATIZACIÓN

Para iniciar con el diseño en detalle del sistema de automatización para la atadora, se debe tener precisión del significado global al que se hace referencian cuando se habla de un sistema automático

7.3.1. ¿Qué es un sistema automatizado?

La automatización es un sistema donde se transfieren tareas de producción, realizadas habitualmente por operadores humanos, a un conjunto de elementos tecnológicos.

Un sistema automatizado consta de dos partes principales:

- Parte de Mando
- Parte Operativa

La Parte Operativa es la parte que actúa directamente sobre la máquina. Son los elementos que hacen que la máquina se mueva y realice la operación deseada. Los elementos que forman la parte operativa son los accionadores de las máquinas como motores, cilindros, compresores y los captadores como fotodiodos, finales de carrera etcétera.

La Parte de Mando suele ser un autómeta programable (tecnología programada), aunque hasta hace bien poco se utilizaban relés electromagnéticos, tarjetas electrónicas o módulos lógicos neumáticos (tecnología cableada). En un sistema de fabricación automatizado el autómeta programable está en el centro del sistema. Este debe ser capaz de comunicarse con todos los constituyentes del sistema automatizado²¹.

²¹ AUTOMATIZACIÓN. Grupo Másar. Disponible en http://www.grupo-masar.com/PAG_Cursos. [consulta lunes de 6 de julio de 2015]

Teniendo claro el comportamiento de un sistema automático, se observa que el en presente caso en el sistema de atado se tiene la parte operativa, pero solo para ser operado de forma manual, para poder insertar la parte de mando o autómeta programable se debe realizar modificaciones y agregar componentes mecánicos.

Las funciones que realiza el operario en forma manual son:

- Rotación de la manivela
- Halado del producto después del atado

Las cuales se observan en la figura 54.

Figura 61: operación de atadora manual



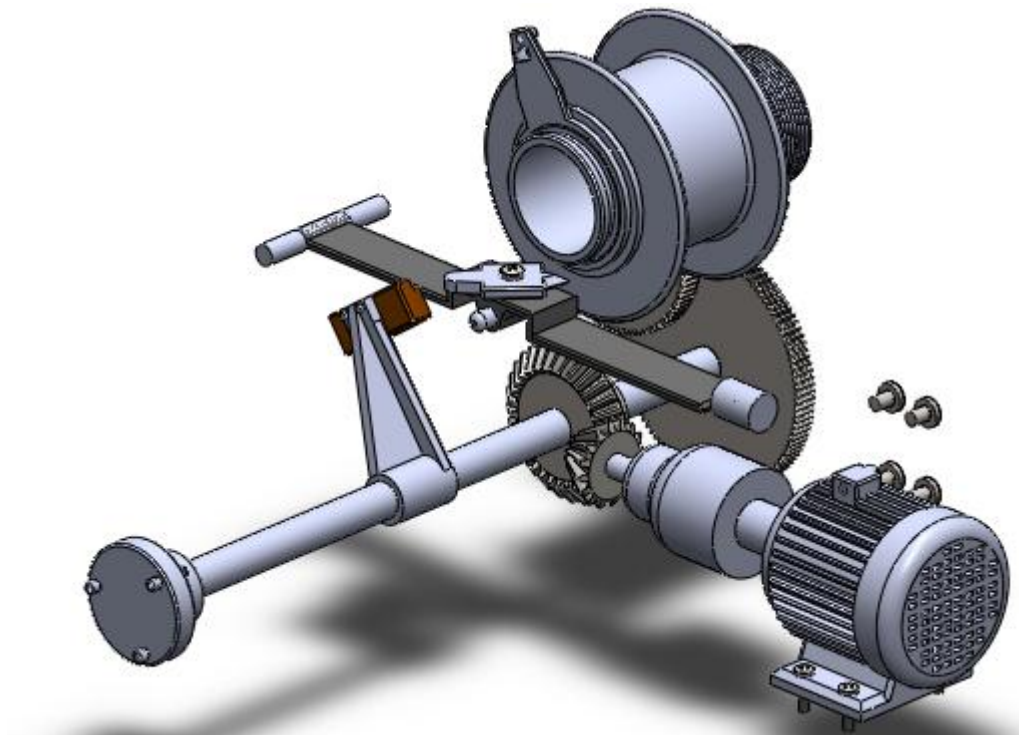
Fuente: Tomado de: NK soluciones Inoxidables. Atadora modelo NK30. 2015.
<https://www.youtube.com/watch?v=AKqLsnNIBvY>

Retomando la definición de sistema automático, estos dos procesos deben ser realizados ahora mediante elementos tecnológicos, para esto se plantean las siguientes modificaciones.

7.3.2. Cambio de manivela por moto-reductor DC

En los cálculos realizados al comienzo del capítulo ya se había planteado el cambio del sistema de manivela por un moto-reductor, para llevar a cabo este proceso se observa en la figura 55 la ubicación de este en el modelo en Solidworks con el chasis soporte oculto.

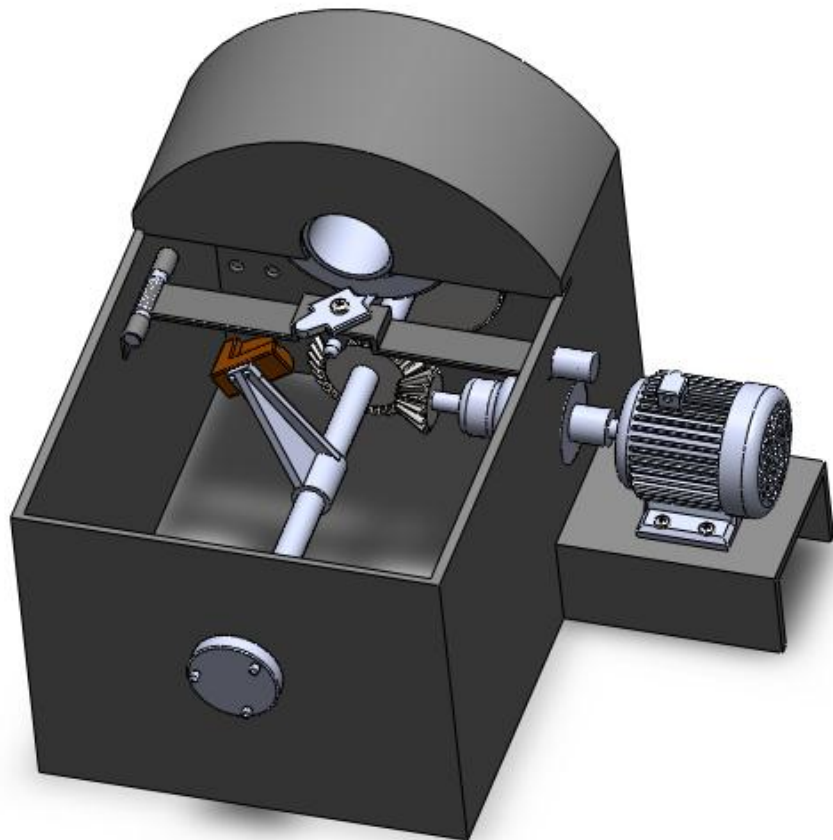
Figura 62: sistema de atado con moto-reductor, chasis oculto



En la figura 55 se observa que el motor se une al eje motriz donde se encontraba la manivela por medio de manguito fijo, la potencia necesaria de este como se mencionó anteriormente es realmente baja, se recomienda un motor de 100 watts de 80 a 100 rpm de rotación, pero se podrá usar cualquier motor comercial con potencia superior, mientras la velocidad se ha la recomendada no habrá problema con el exceso de potencia, ya que no representa mayor gasto económico, ni tampoco daño en los componentes, pues como se observó en la tabla comparativa los factores de seguridad altos afirman lo dicho.

A continuación se muestra la figura 56 donde se aprecia la ubicación del moto-reductor en el chasis soporte del sistema de atado.

Figura 63: ubicación del moto-reductor en el chasis



También se observa la modificación a realizar en el chasis en pro del soporte para el moto-reductor las medidas y espesores de la lámina en acero inoxidable usada se observan en los planos del anexo b.

7.3.3. Sistema de halado, adecuación para montaje de bandas

La operación de halado del producto en la atadora manual se observa en la figura 54, esta es realizada por el operario una vez es atada cada unidad, se pretende remplazar el halado manual por un sistema de bandas, que presionan el producto y una vez este atada cada unidad estas halaran el embutido para que se realice el siguiente atado, haciendo referencia al esquema puesto en la figura 8 en el capítulo de diseño de concepto, aunque con varias diferencias conceptuales, pues inicialmente se pensaba usar un sistema de presión por tijera, pero esto requería de un motor adicional, con el sistema ya mostrado solo se requieren dos motores, uno para la manivela y otro para el control de las bandas, a continuación se muestran el modelo el Solidworks del montaje de las bandas y los componentes necesarios para su funcionamiento.

Figura 64: vista 1, montaje de sistema de bandas para el alado de los embutidos

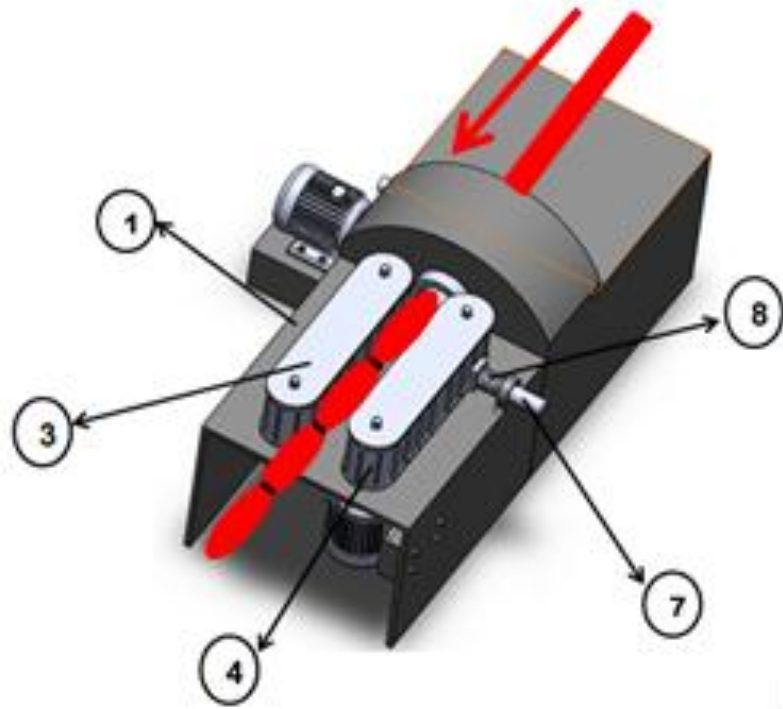
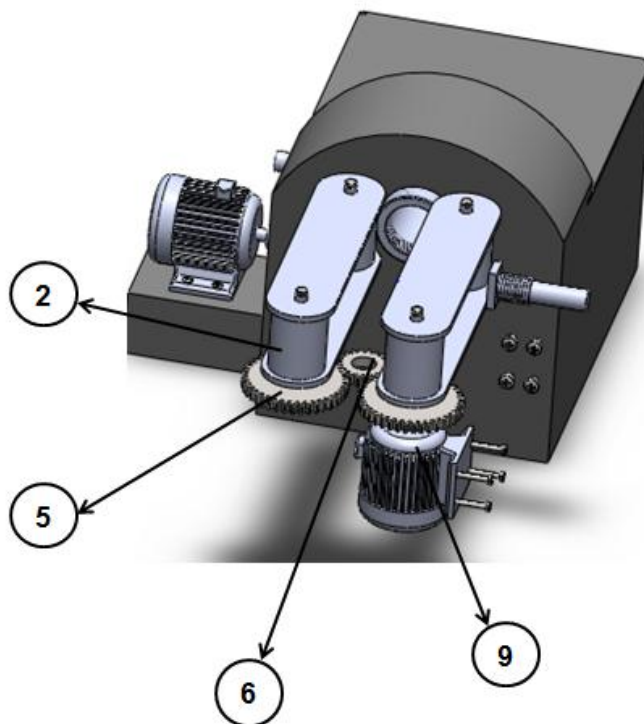


Figura 65: vista 2, montaje de sistema de bandas para halado de embutidos



En la figuras 57 y 58 se observa el montaje del sistema de bandas con la numeración de las partes que la componen.

- 1) Alargue de Chasis soporte
- 2) 4 Rodillos para bandas
- 3) 4 Platinas de ajuste para bandas
- 4) 2 tramos de bandas en caucho nitrilo
- 5) 2 engranajes 40 dientes módulo 2
- 6) 1 piñón 20 dientes módulo 2
- 7) Pin de ajuste
- 8) Resorte para el pin de ajuste
- 9) Moto-reductor 100 watts de 80 a 90 RPM

A continuación se no muestran las características de funcionamiento y construcción de las piezas más importantes.

7.3.4. Bandas de caucho nitrilo

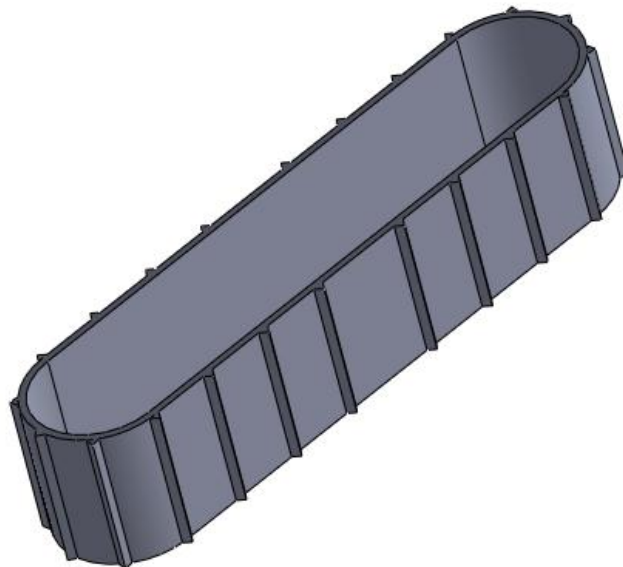
Esta parte del sistema es la más importante pues permite la sujeción del embutido para ser halado y sustituir el trabajo manual, los dos tramos de banda en caucho nitrilo grado 2 a comprar, deben tener cada uno 46 cm de longitud, y 5 cm de ancho, estas medidas permiten una sujeción de múltiples tamaños de productos (ver figuras 59).

Figura 66: banda en caucho nitrilo



Fuente: tomado de. Solís industrias del caucho. Bandas Transportadoras. <http://www.solis-sl.com/bandas-transportadoras/>

Figura 67: modelamiento de banda en Solidworks



Algunas atadoras usadas en empresas de alta producción utilizan este sistema pero con un tamaño mucho mayor y un nivel de producción de hasta 5000 unidades por hora, en la imagen 61 se observa la sujeción del producto por el sistema de bandas en ese tipo de atadoras.

Figura 68: halado de embutidos por medio de bandas.

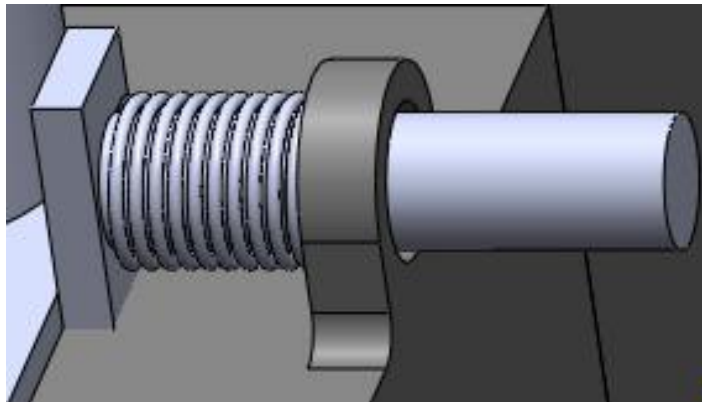


Los rodillos sobre los cuales se apoya la banda funcionan por fricción y no tienen mayor complejidad en su fabricación, los 2 rodillos ubicados en los extremos opuestos del ingreso del producto están unidos de forma rígida a la pareja de engranajes, los cuales hacen que estos giren por medio del torque entregado por el motor y las platinas de sujeción mantienen la banda concéntrica y ajustada al rodillo, una pieza vital para el funcionamiento del sistema de halado es el pin de ajuste mostrado a continuación.

7.3.5. Pin de ajuste con resorte

Este pin como su nombre lo indica mantiene ajustadas las bandas contra el embutido, en el modelo Solidworks se observa que los dos cuerpos de bandas están párelas simulando que dentro de estas se encuentra el producto, en este momento el resorte del pin de ajuste se encuentra comprimido ajustando las bandas al tamaño del producto. Este dispositivo permite hacer el atado de productos con irregularidades en su ancho pues el pin de ajuste siempre mantendrá presionada la banda al producto(ver figura 62).

Figura 69: pin de ajuste con resorte.



El resorte está unido de forma rígida en sus extremos tanto al buje del chasis como a la punta del pin para evitar la desalineación.

Las características de sujeción entre piezas, tornillería y dimensionamiento de todo el conjunto se observan en los planos del anexo B.

Con las adecuaciones mecánicas mostradas queda terminado la parte operativa en pro de la automatización, ahora se muestra la adecuación de la parte de mando, mediante PLC o autómatas programables.

Para tener claridad de las dimensiones y características especiales del sistema de bandas adicionado, ver el anexo E, planos sistema de atado, bandas.

7.3.6. Parte de mando con PLC

Con las adecuaciones listas, se piensa en el control de los motores, sabiendo que estos deben tener un funcionamiento intermitente, es decir mientras el motor de atado entrega el par torsor, el motor que controla las bandas no debe girar y en el momento inmediatamente después que se atada el producto las bandas deben girar para ubicar el embutido y hacer el siguiente amarre.

Esta sincronización se pretende realizar con un autómatas programables tipo PLC, a continuación se muestran las características principales de este sistema.

Un autómatas programables industriales (API) o Programable logic controller (PLC), es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, diseñado para controlar en tiempo real y en ambiente de tipo industrial, procesos secuenciales.

Un PLC trabaja en base a la información recibida por los captadores y el programa lógico interno, actuando sobre los accionadores de la instalación²².

²² AUTÓMATAS PROGRAMABLES (PLC). Grupo Másar. Disponible en http://www.grupo-masar.com/PAG_Cursos. [consulta martes de 7 de julio de 2015]

Campos de aplicación

Su utilización se da fundamentalmente en aquellas instalaciones en donde es necesario un proceso de maniobra, control y señalización, por tanto, su aplicación abarca desde procesos de fabricación industriales de cualquier tipo a transformaciones industriales y control de instalaciones.

Sus reducidas dimensiones, la extremada facilidad de su montaje, la posibilidad de almacenar los programas para su posterior y rápida utilización y la modificación o alteración de los mismos, hace que su eficacia se aprecie fundamentalmente en procesos en que se producen necesidades tales como:

- Espacio reducido
- Procesos de producción periódicamente cambiantes
- Procesos secuenciales
- Maquinaria de procesos variables
- Instalaciones de procesos complejos y amplios
- Chequeo de programación centralizada de las partes del proceso

Ejemplos de aplicaciones generales:

- Maniobra de máquinas
 - Maquinaria industrial de plástico
 - Máquinas transfer
 - Maquinaria de embalajes
 - Maniobra de instalaciones:
- Instalación de aire acondicionado y calefacción
- Instalaciones de seguridad

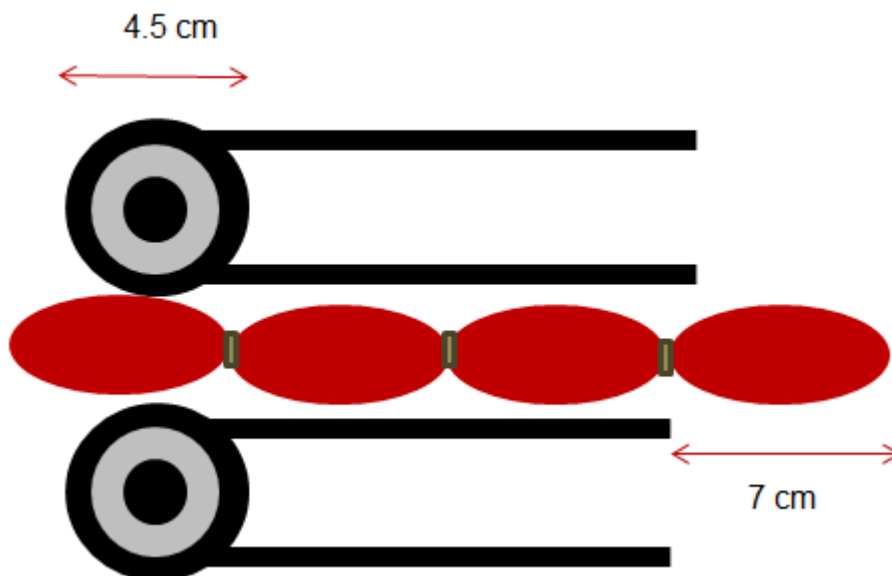
Señalización y control:

- Chequeo de programas
- señalización del estado de procesos

Teniendo claridad de las características del sistema PLC, se sabe que se deben tener claras cuáles son las variables a controlar y como en este caso se pretende realizar el control mediante el número rotaciones en los ejes de los motores se tiene lo siguiente:

El motor del sistema de atado debe realizar dos vueltas para atar cada unidad lo cual se mostró en los cálculos realizados en el inciso 5.1, para el caso de las bandas el número de rotaciones a realizar por el motor para desplazar un embutido se muestra en el siguiente cálculo.

Figura 70: esquema guía para cálculo de rotación en bandas



Del esquema anterior se tienen los siguientes datos:

$$D_{ro} = 4.5 \text{ [cm]} \quad \text{Diámetro de los rodillos de rotación de las bandas}$$

$$L_{emb} = 7 \text{ [cm]} \quad \text{Longitud promedio de una unidad de embutido}$$

La longitud promedio es tomada de la información entregada por Mercosan, quienes afirman que su producto tiene una longitud entre 6 a 8 cm.

Con estos datos se plantea que el perímetro del rodillo será igual al avance longitudinal de las bandas por cada rotación.

$$AV_{ce} = P_{rime} \quad \text{Avance igual al perímetro}$$

Ahora se calcula el perímetro y se sabe que el número de vueltas será igual a la longitud del embutido sobre el avance y se tiene:

$$P_{rime} = \pi \cdot D_{ro} \quad \text{Perímetro del rodillo}$$

$$N_{vuel} = \frac{L_{emb}}{AV_{ce}} \quad \text{Numero de vueltas en el rodillo por un embutido}$$

De las anteriores ecuaciones se tienen los siguientes resultados.

$$AV_{ce} = 14.14 \text{ [cm]} \quad D_{ro} = 4.5 \text{ [cm]} \quad L_{emb} = 7 \text{ [cm]}$$

$$N_{vuel} = 0.4951 \quad P_{rime} = 14.14 \text{ [cm]}$$

Se observa que el número de vueltas que deben dar los rodillos para hilar una unidad de embutido es de aproximadamente 0.5 vueltas y como el rodillo es

solidario al eje del motor este es el número de rotaciones que este debe realizar para el posicionamiento de cada unidad.

- Caracterización del sistema PLC

Con los parámetros establecidos anteriormente se tiene los parámetros de entrada del sistema PLC que son los valores del número de vueltas de los motores, dos en el atado y media en el halado con el sistema de bandas, como los motores a controlar son de baja potencia se usara el sistema Autómata Siemens S7-200 recomendado para este tipo de trabajo (ver figura 70)

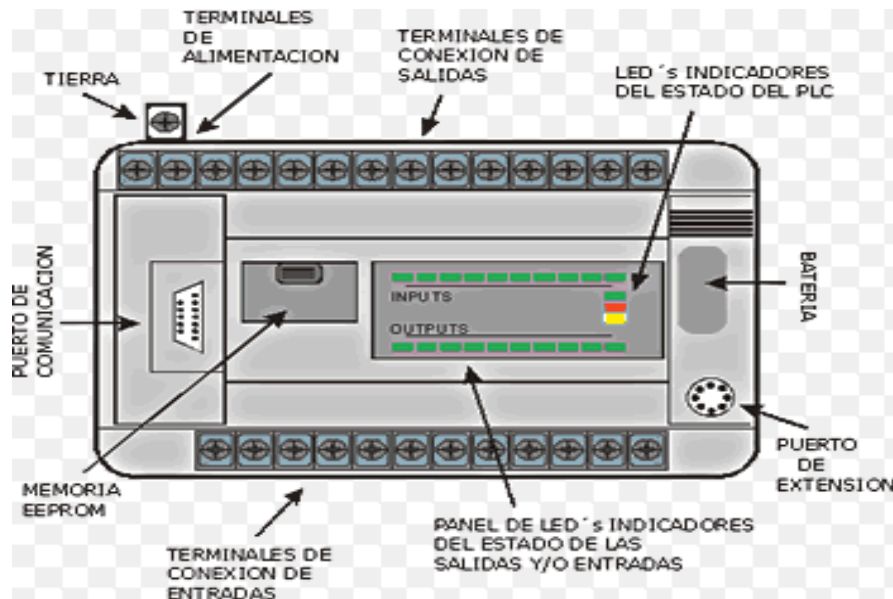
Figura 71: Autómata programable Siemens S7-200



Fuente: Tomado de. Fabricación de cables para logo Siemens. <http://www.taringa.net/posts/hazlo-tu-mismo/16856535/Fabricar-cable-para-plc-logo-de-siemens.html>

A continuación en la figura 71 se muestran los puntos de conexión de este sistema.

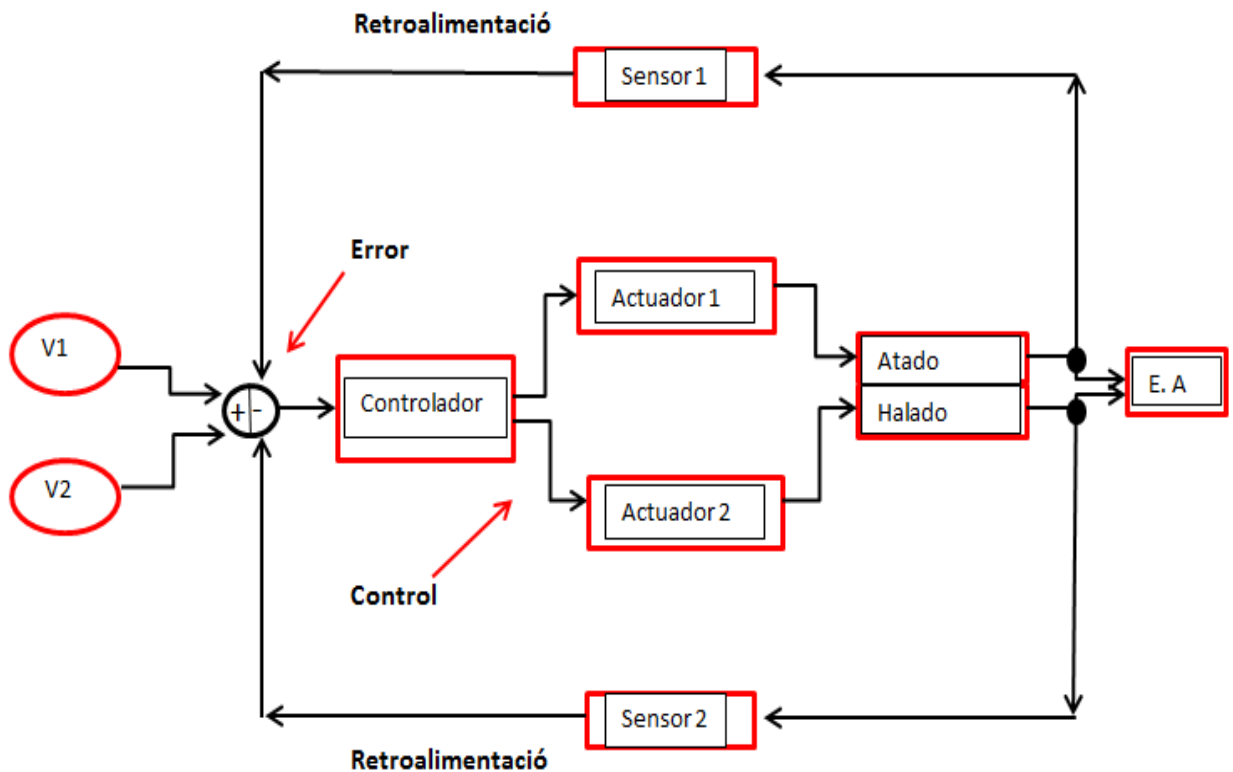
Figura 72: partes de conexión del Siemens S7-200



Fuente: tomado de. Aprender PLC. Partes de un PLC. <http://aprendeplc.blogspot.com/2011/03/partes-de-un-plc.html>

En el diagrama de boques de la figura 72 se observa el proceso de control en lazo cerrado a usar en el sistema de atado, por medio de sensores ubicados en el eje de entrada al sistema de atado y en el eje de rotación de los rodillos de las bandas, se obtendrá la retroalimentación que será comparada en el PLC con los valores parametrizados y poder realizar la respectiva corrección en cada uno de los motores.

Figura 73: diagrama de bloques sistema de control para la atadora



Dónde:

V1: señal de entrada para motor de atado, 2 vueltas

V2: señal de entrada para motor de bandas, media vuelta

E. A: señal de salida proceso terminado, embutido atado

El sensor a usar es el M300 especial para controlar la rotación en ejes.

Sus principales aplicaciones son:

- Bandas transportadoras
- Bandas Elevadoras
- Rodillos y tambores

- Cangilones
- Materiales anti abrasivos
- Sistemas magnéticos

Este estará ubicado en cada uno de los puntos nombrados y enviara la señal del número de revoluciones en los motores y así poder controlar su funcionamiento.

Estos estarán conectados a los puertos de entrada del PLC mientras que los motores estarán conectados a los puertos de salida donde la señal ya estará corregida, se recomienda usar un relé térmico si el sistema funciona por más de 4 horas continuas.

Figura 74: sensor a usar para el control de las vueltas en el los ejes mencionados

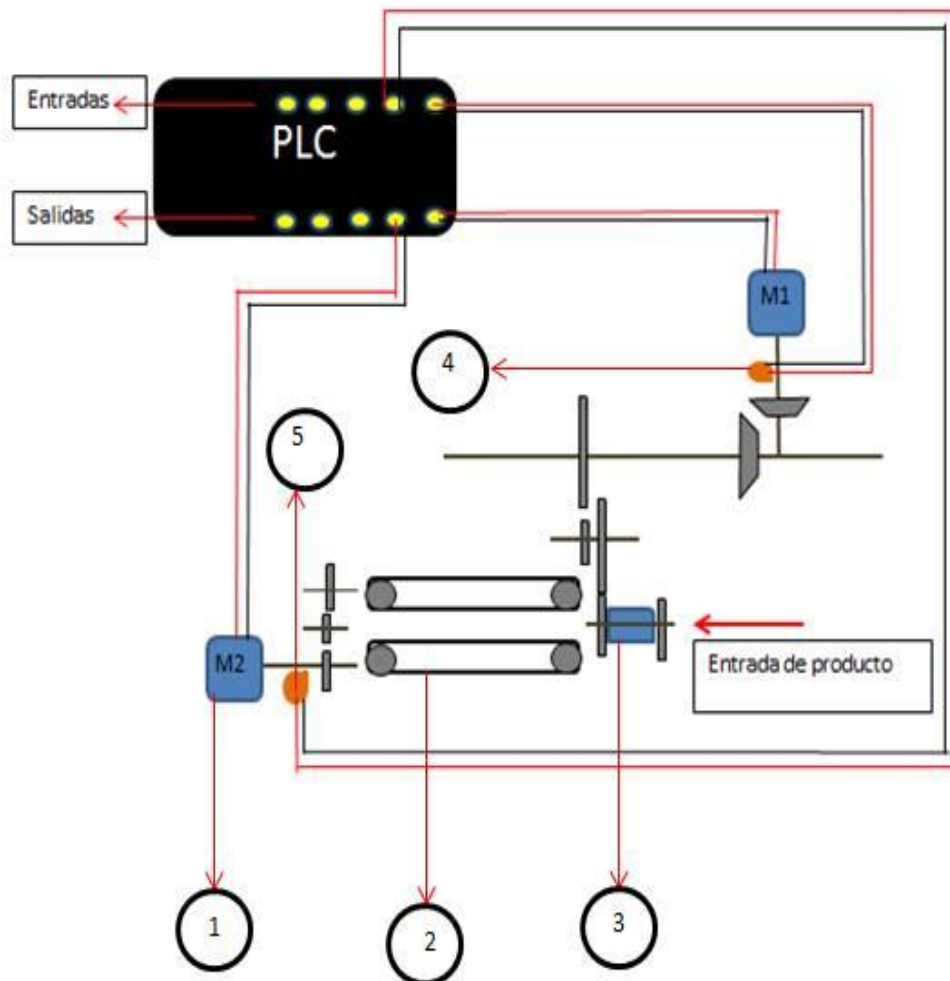
Sensor de rotación M300



Fuente: Tomado de. MasanesServindustria. Sensor M300. //www.masanes.com/ficha/sensor-de-rotacion-m300.html

A continuación se muestra en la figura 75, el esquema tentativo de conexión entre el PLC sensor M300 y Actuadores dentro del sistema de la atadora.

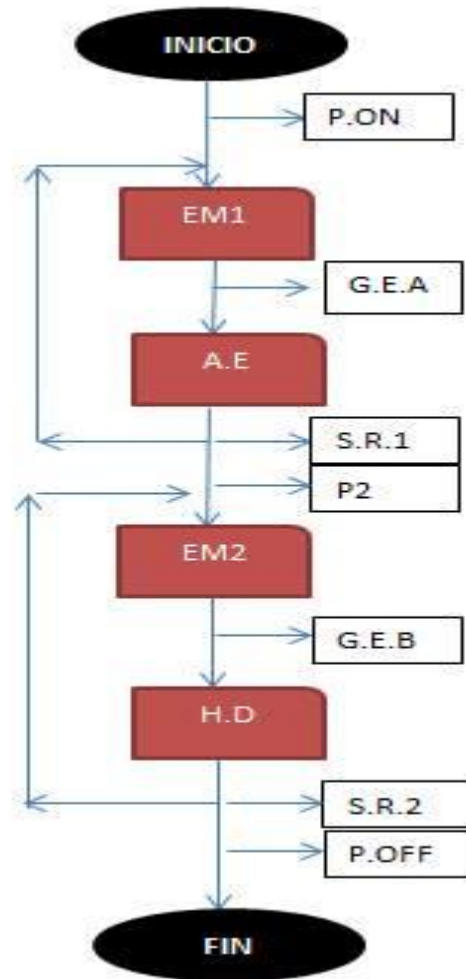
Figura 75: Esquema de conexiones PLC, sensores y motores



1. Motores
2. Sistemas de bandas
3. Sistema de atado
4. Sensores M300 para sistema de motores
5. Sensor M300 para sistema de bandas

Para efectos de generar el código de programación se presenta el diagrama de grafcet guía para este propósito.

Figura 76: Diagrama de Grafcet



P.ON; Botón de encendido.

EM1: Encendido motor de atado.

G.E.A: Giro de eje sistema de atado.

A.E: Atado de embutido.

S.R.1: Lectura de sensor sistema de atado dos vueltas y retroalimentación.

P2: Secuencia de encendido.

EM2: Encendido motor sistema de bandas.

G.E.B: Giro de eje de bandas.

H.D: Halado de embutido.

S.R.2: Lectura sensor de eje de bandas, media vuelta y retroalimentación.

P.OFF: Botón de apagado al finalizar proceso.

8. CONSTRUCCIÓN DE EMBUTIDORA

En el presente capítulo se muestra la construcción paso a paso de la embutidora, resaltando los procesos de fabricación que se llevaron a cabo y las características de cada uno de ellos.

El proceso de fabricación inicio desde el momento en que se realizó la investigación sobre la capacidad de fabricación en el mercado local, durante este proceso se ubicaron puntos estratégicos donde se podrían realizar los trabajos pertinentes para la construcción de la embutidora.

Uno de estos el cual ya fue mencionado fue el caso del tramo de tubo a utilizar como cilindro de la embutidora y a partir de este se comienza con la construcción.

8.1. FABRICACIÓN DEL CILINDRO PARA LA EMBUTIDORA

Normalmente el proceso a seguir en la fabricación de un cilindro como el que se necesita con un diámetro de 34,5 cm longitud de 60 cm y un espesor de 6 mm, es por medio del cilindrado como se observa en la figura 64, este proceso utiliza una maquina compuesta de 3 cilindros que presionan la lámina y girando sobre ella varias veces esta va tomando forma de cilindro, luego de llegar a enfrentar las dos caras opuestas de la lámina se suelda y se obtiene el cilindro, este proceso es el más común, pero debido a que en el presente caso el material a usar es acero inoxidable 304, y no laminas comunes como hotrolled (rolada en caliente) o coldrolled(rolado en frio), el precio de este proceso se incrementa en más de un 40% debido a la baja maleabilidad que presenta este material.

Figura 77: proceso de cilindrado común



Como se mencionó, durante la investigación una empresa dedicada a la venta de tubería en acero inoxidable ofrece un tramo de tubo con las características nombradas, y aun precio asequible, por lo tanto se decide adquirirlo teniendo en cuenta que se deben realizar algunos trabajos sobre este para ponerlo a punto.

Estos son:

Refuerzo: se sueldan anillos de platina con espesor de 6 mm, en los extremos del tubo para reforzar la resistencia del cilindro y evitar posibles descuadres que generen ovalo.

Refrentado de caras: debido al corte hecho con plasma al momento de la compra, los bordes quedaron irregulares por lo tanto es necesario el proceso de refrentado para obtener 90 ° en cada uno de sus extremos.

Figura 78: refrentado de las caras del cilindro



Proceso de pulido: este proceso se debe realizar especialmente en la parte interna del cilindro pues este presenta suciedad debido al tiempo de almacenamiento, y como va estar en contacto con la pasta de carne el acabado superficial debe próximo al acabado espejo.

Este trabajo se llevó a cabo con una Rotosfera (ver figura 66), la cual es especial para el pulimento de acero inoxidable, utilizando grata lijas de grano N° 60 al inicio y dando acabado final con una tipo estopa.

Figura 79: Rotosfera, maquina especial para pulimento de acero inox



Fuente: tomado de. Industrias del pulimento. <http://www.industriasunitool.com/industrial.html>

Figura 80: cilindro bruñido y refuerzos en sus extremos



8.2. FABRICACIÓN DE LA TAPA DEL CILINDRO PARA LA EMBUTIDORA

Este proceso fue uno de los más arduos de la construcción, debido a lo poco particular de los procesos a realizar, como su fabricación se realizó con un conformado tipo panal de abeja, lo primordial son los perfiles inferior y superior que tendrán un espesor de 8 y 6 mm respectivamente en lámina de acero inoxidable 304, luego para los refuerzos internos se utilizó lámina de 6 mm del mismo material como se observa en la figura 68.

Figura 81: perfil inferior de 8 mm y refuerzos para tapa



Los perfiles de la tapa inferior y superior se cortaron con chorro de agua debido a que este proceso ofrece mayor precisión que cualquier otro tipo de corte pues no dejan ningún tipo de residuo en la superficie cortada, los refuerzos se soldaron con

electrodos de referencia West-inox 30082, especiales para soldar acero inoxidable con equipo eléctrico DC+, la tapa superior se ubica de igual forma por medio de los bujes donde irán los pernos los cuales sirven como guía para la respectiva alineación, la conicidad se realizó luego del conformado de la tapa, mediante un proceso de torneado, pues de esta forma es más sencilla su construcción, luego se soldó el codo de 2.5 in de diámetro en la parte superior, y un acople tipo unión universal para enroscar la boquilla, como la parte interna va estar en contacto con la pasta de carne se realiza el respectivo pulido con la Rotosfera, como se observa en la imagen 69.

Figura 82: tapa terminada vista superior y inferior



8.3. FABRICACIÓN DE BOQUILLA

La boquilla como se mencionó en los objetivos, debe ser desmontable para usar diferentes tipos de diámetros en la salida, con el fin de poder embutir diferentes productos, como se mencionó, al codo de la tapa fue soldada la parte hembra de la unión universal (ver imagen 70) y de esta forma con la parte macho fabricar la boquilla, en esta se suelda la última reducción para dejar la salida final a 2 cm, y por último el tubo de 30 cm de longitud en la cual se ubica la corea o tripa a ser embutida, todo esto se fabrica en acero inoxidable 304.

Figura 83: unión universal roscada en acero inox 304



En el capítulo 4 numeral 6 se muestra la prueba de presión real, la cual se realizó con los elementos fabricados hasta el momento, con esta prueba se evitó el sobre diseño de las demás piezas del sistema disminuyendo costos de fabricación.

8.4. FABRICACIÓN DE LOS PERNOS DE SUJECIÓN

Como se dijo en el diseño, estos deben tener un diámetro de 1.25 pul o 3.175 cm, con una longitud de 80 cm, de los cuales 7 cm serán roscados. En cada uno de sus extremos, para esto se compran dos ejes de 80 cm del respectivo diámetro en acero inoxidable 304 y se llevan al torno para la fabricación de la roscatriangular común, en uno de los extremos al término de la roscado se ubican dos topes fabricados con guasas de acero inoxidable los cuales evitan que el eje caiga por el agujero, dando estabilidad para el momento del ajuste, como se observa en la figura 71.

Figura 84: pernos de sujeción



8.5. FABRICACIÓN DEL PISTÓN

La fabricación del pistón se lleva a cabo como se mencionó en el capítulo 5, usando un sistema tipo emparedado para disminuir costo y garantizar las medidas de diseño, altura 6 cm y diámetro 34.4 cm, las platinas de acero inoxidable se compran cortadas con el respectivo diámetro y espesor de 6 mm, para el centro en duralon, el cual debe tener 48 mm de espesor se compran dos láminas de 24 mm de espesor, pues de esta forma es más económico debido a que es más comercial, estas se cuadran a la medida aproximada por medio de un cierre sin fin, para luego dar el ajuste preciso por medio de un mecanizado en el torno.

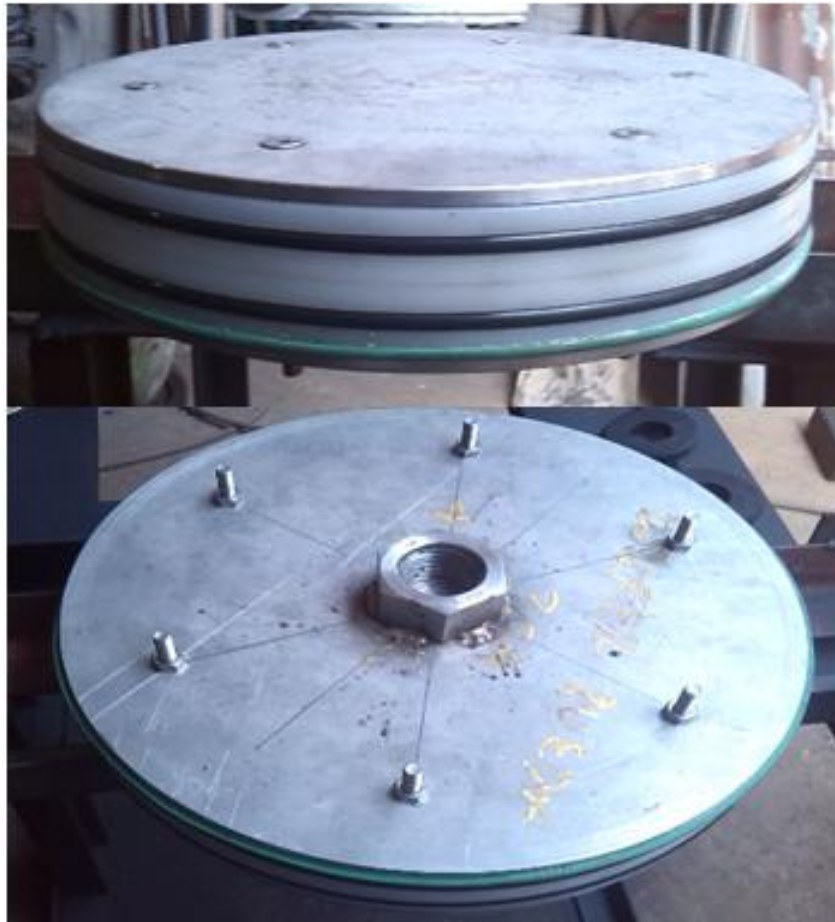
Figura 85: platinas de acero con centro en duralon



El sistema emparedado se une mediante 6 tornillos de acero inoxidable de 8 mm por 1.5 pul, como se observa en la figura 72.

Teniendo el conformado listo, se lleva al torno para fabricar las ranuras para los oring y para el empaque tipo aleta, los oring tendrán un calibre de 8 mm y un diámetro 34 mm para un ajuste preciso, fabricados en caucho de nitrilo como se mencionó en la parte del diseño, al igual que el empaque tipo aleta. Así por último soldar la tuerca en la parte inferior la cual permite montar y desmontar el pistón del tornillo de potencia.

Figura 86: pistón vista superior e inferior



8.6. FABRICACIÓN DEL TORNILLO DE POTENCIA

Siguiendo las características mencionadas por el diseño, el tornillo tendrá:

- Diámetro 2 pul
- Paso de 4 hilos por pulgada en rosca ACME
- Longitud de 23.6 pul o 60 cm
- Altura de tuerca de 1.6 pul

Inicialmente se compra el eje de 2 pul de diámetro con una longitud de 70 cm, con el fin de poder sujetarlo en las mordazas del torno, se inicia el maquinado logrando un cilindrado exacto del diámetro exterior, luego se inicia con el mecanizado de la rosca cuadrada de 4 hilos por pulgada de paso, como se observa en la figura 74.

Figura 87: maquinado del tornillo de potencia



Con el maquinado terminado se procede a pulir el tornillo con un perfil de buril tipo ACME y dar por finalizado el proceso de roscado, después se talla una rosca triangular en la parte superior del tornillo donde ira ubicado el pistón, teniendo como resultado el tornillo de la imagen 75.

Figura 88: tornillo de potencia maquinado



8.7. SIN FIN, CORONA Y CARCASA

En el capítulo 5, se mencionó lo sucedido con el sistema sin fin corona y el procedimiento que se hizo para poder utilizar el sistema encontrado, a continuación se muestran las modificaciones que se tuvieron que hacer para poder usarlo sin ningún problema.

8.7.1. Rosca interna en la corona

Figura 89: corona antes de las modificaciones



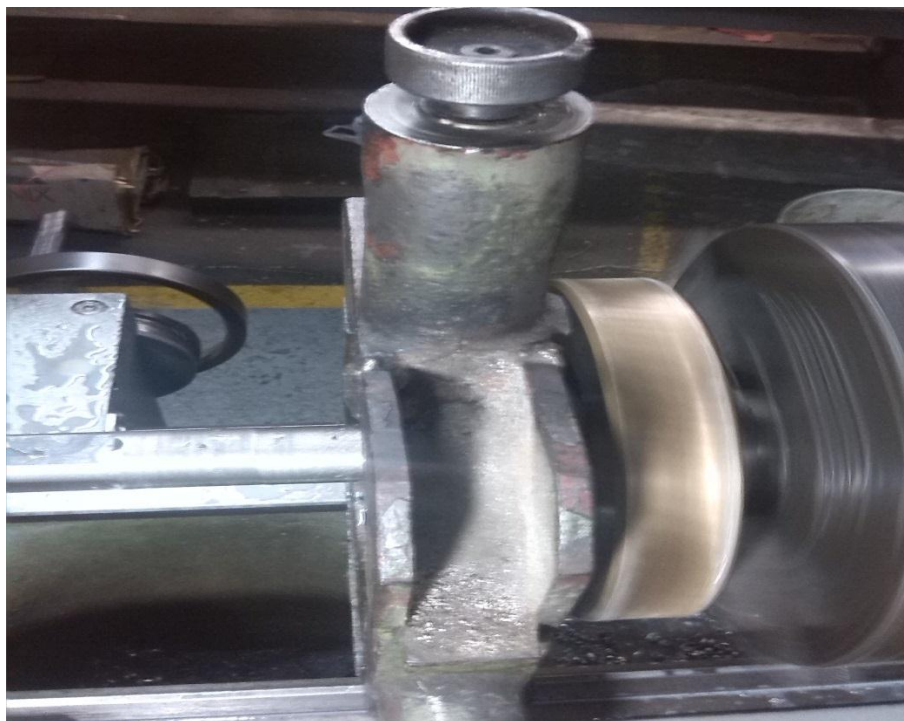
El sin fin corona encontrado era usado para transmisión de torque, es decir trabajo radial, no para ejercer fuerza axial, la corona en su centro tenía incorporado un eje unido a ella por medio de chavetera, por el cual se entregaba el torque, estaba ensamblada con rodamientos radiales de bola como se observa en la figura 76.

Es de resaltar la altura de cubo de la corona la cual es óptima para el roscado ya que supera en gran margen las 1.5 pulgadas requeridas como mínimo de altura de rosca para el tornillo con el fin de evitar el fenómeno de pandeo.

Gracias a que el eje que se encontraba montado en la corona presentaba un diámetro de 2 pulgadas fue posible realizar el roscado en la cara interna de la pared de la corona para poner allí el tornillo de potencia.

Se procede a montar la corona en torno para realizar el respectivo roscado interno.

Figura 90: montaje en el torno para rosca interna en la corona



Con la rosca terminada se procede a sentar la corona en el tornillo de potencia, este procedimiento es de vital importancia para darle el ajuste requerido a la

roskas y alargar su vida útil, el procedimiento se realiza en el torno como se observa en la figura 77.

Figura 91: sentado de roscas corona y tornillo de potencia



8.7.2. Montajes de rodamientos axiales

Debido a que el sistema de sin fin corona era usado para entregar torque, los rodamientos eran radiales tipo bola, por tanto para poder usarlo para ejercer fuerza axial se debían cambiar por rodamientos axiales, los rodamientos de bola con los que venía el mecanismo presentaban un diámetro menor de 60 mm, diámetro superior de 95 mm y una altura de 18 mm, y según el catálogo de de la FAG soportan 2.9 toneladas y su referencia es 6012.2ZR, por tanto debían ser cambiados por axiales de rodillos con una capacidad cercana a las 5 ton, se encuentran que el 33012X que presenta los diámetros superior e inferior de igual

medida que el radial con una capacidad de 8 toneladas, pero su altura es de 23 mm²³, lo que impide el sello preciso de las tapas de la carcasa.

Este problema fue un gran reto, después de buscar posibles soluciones y diferentes rodamientos en el mercado, se observa que se puede realizar una modificación en el cubo de la corona donde asientan los rodamientos, se monta la corona en el torno y se desbasta 5 mm en cada lado, donde se obtiene el espacio requerido, pues se acerca el rodamiento a la corona y permite que las tapas de la carcasa hagan el sello respectivo, en la figura 79 se observa la diferencia entre la posición de los rodamientos radiales y los axiales después de la modificación.

Figura 92: izquierda rodamientos axiales, derecha rodamientos radiales



En el caso del sin fin, este no presento problema alguno a excepción del cambio de retenedores para evitar posibles fugas, lo cual se menciona a continuación en la descripción de la carcasa.

²³RODAMIENTOS FAG. Catálogo WL 41 520/3 SB, Madrid España, edición 2000, pag 166: 332.

8.7.3. Adecuaciones de la carcasa

Para el caso de la carcasa los trabajos realizados fueron de mantenimiento correctivo, pues fue necesario cambiar los tres retenedores tanto del eje de la corona como en el tornillo sin fin, debido a que esta debe estar sumergida en valvulina así que debe presentar un sello preciso tanto en retenedores como en empaques.

Figura 93: parte fija de la carcasa con montaje de tornillo sin fin



También fue necesario fabricar en papel húmedo los empaques que están ubicados en las tapas superiores e inferiores y reemplazar el tapón de cambio de lubricante, pues se encontraba deteriorado, en la figura 81 se observa el llenado del sistema con valvulina SAE75W90 la cual es la recomendada para transmisiones sumergidas.

Figura 94: carcasa con llenado de valvulina y empaques nuevos



Luego de estas modificaciones se montó el sistema completo sin fin, corona y tornillo de potencia y así se observó su funcionalidad, obteniendo buenos resultados tanto en acople como en movilidad.

Figura 95: montaje en carcasa (sin fin corona), con tornillo de potencia



De esta forma se deja listo el sistema de impulsión y de embutido, ahora se prosigue a la fabricación del chasis o soporte del sistema.

8.8. FABRICACIÓN DE CHASIS SOPORTE

Como se mencionó en el capítulo 5 donde se nombran los requerimientos y características del chasis, como longitud y espesores de los perfiles en I y ángulos, se procede a la compra del material requerido.

- 2 ángulos de 2"x1/4" en chapa laminada en caliente (hotrolled)
- 1 perfil en I de 2" pulgadas (hotrolled)
- 1 kilo de soldadura West-Arco 6013 de 1/8 in

Con este material se procede a la fabricación, dando inicio por la estructura externa con ángulo 2"x1/4 pul y luego se monta el soporte del mecanismo sin fin corona y del motor, con los perfiles en I, pues estos son los acordes para soportar cargas por flexión.

Las platinas en las cuales se sujetaran los pernos de sujeción se tuvieron que realizar con oxicorte los agujeros para la respectiva ubicación de los mismos, teniendo como resultado la estructura de las figuras 82 y 83.

Figura 96: vista superior chasis soporte, agujeros para los pernos



Figura 97: vista inferior chasis soporte



Con el chasis construido se procede a montar las partes dentro de la estructura.

8.9. ENSAMBLE DE EMBUTIDORA

Lo primero fue el montaje del mecanismo sin fin corona, en este punto surgió la idea de utilizar un soporte adicional bajo la carcasa, con el fin de ofrecer mayor resistencia axial, pues como estaba diseñada para cargas torsionales posiblemente no soportaría una carga axial tan alta, para lograr sostener el soporte se adiciona también una platina inferior de igual diámetro que la carcasa, como se observa en la figura 84.

Figura 98: soporte adicional en la carcasa



Con el buje que se utilizó como soporte ya ensamblado se procede a ubicar la carcasa en su posición, la cual está guiada por los agujeros que están en los perfiles en τ , ya que estos están destinados a sujetarla y su montaje se observa en la figura 85.

Figura 99: ensamble de carcasa sin fin corona en el chasis



Posteriormente se aseguran los pernos de sujeción los cuales quedaran fijos en el sistema para realizar la guía tanto de la tapa como del cilindro, se enrosca el pistón en el tornillo y se tiene el siguiente ensamble mostrado en la figura 86.

Figura 100: ensamble en el chasis, pernos, carcasa, tornillo de potencia y pistón



En la figura 86 también se observa el sistema de bloqueo del tornillo de potencia, este se montó debido a que en algunas pruebas realizadas se encontró que el tornillo intentaba girarse junto con el pistón y no avanzaba, por lo tanto se diseñó este sistema de bloqueo con guías laterales y un eje soldado en la parte inferior al tornillo de potencia para evitar su giro.

Con las anteriores partes montadas, se procede a ensamblar el cilindro y tapa para observar estabilidad y acople.

Figura 101: montaje cilindro y tapa boquilla en el chasis



Después del montaje observado en la figura 87 se analizaron algunos problemas en la alineación de los pernos con el tornillo, desnivel en el pistón y ajuste del empaque presente entre la tapa y el cilindro

- Alineación de los pernos

Esta desalineación causaba que la tapa no quedase en la posición precisa de contacto con el cilindro, por lo que fue necesario corregir la ubicación de los agujeros de los pernos alineándolos de forma precisa con el centro del tornillo de potencia.

- Desnivel en el pistón

En este problema fue curiosa su solución, pues se hizo un análisis de las posibles causas y no se encontraba el punto de falla, hasta que se observó que la superficie en la cual estaba ubicado el chasis presentaba desnivel hacia un sifón.

Se procede a nivelar la estructura y de esta forma se logra dar nivel al sistema de transmisión de potencia el cual guía el pistón por dentro del cilindro dando solución al inconveniente.

- Ajuste del empaque entre tapa y cilindro

Este problema era causal de que no se presentara un sello firme entre la tapa y el cilindro, pues el caucho de nitrilo usado en la fabricación del empaque era muy rígido y no permitía flexibilidad para que tomara forma y sellar los espacios, por lo tanto se procede a ubicar un empaque extra alrededor de la cara superior del cilindro siendo este mucho más flexible y así sellar completamente ya que este caucho logra tomar la forma de los lugares de posibles fugas, como se observa en la figura 88

Figura 102: empaques en la tapa y cilindro



Con el ensamble de todas las partes principales, se procede a ubicar la parte motriz y el control eléctrico.

8.10. MONTAJE DE MOTOR Y SISTEMA DE CONTROL ESCOGIDO

Al tener la parte mecánica lista, se propone corroborar si el motor de 3 hp a 3600 RPM controlado por el regulador de velocidad es el indicado para el sistema para ello se llevan a cabo una serie de pruebas, que teniendo en cuenta la máquina ya se encuentra ensamblada en su totalidad se muestran en el capítulo 7 de pruebas y resultados.

Gracias a las pruebas realizadas se tiene que el motor a usar de 3 hp a 1800 RPM, junto con el con el variador de velocidad, finales de carrera y controles de mando son los indicados para el control y buen manejo del sistema de embutido, por consiguiente se procede a la compra de los siguientes materiales necesarios para realizar.

- Motor eléctrico trifásico 3 hp a 1800 RPM
- Variador de velocidad para motor de 3 hp
- 2 finales de carrera
- Clavija de tres posiciones
- Perilla de variación de velocidad
- Botón para parada de emergencia
- Luces guía de marcación
- Cableado

En la empresa en donde se realiza la compra de estos elementos, ofrecen el servicio de conexión y puesta a punto del sistema, por lo tanto hacen entrega del paquete completo con las determinadas conexiones y programación.

El variador es conectado al motor permitiendo una variación de velocidad entre 550 a 1800 RPM, la inversión de giro también la realiza el variador, luego de que los finales de carrera hagan contacto con el tope del tornillo y envíen la señal de detención, de esta forma por medio de la clavija de 3 posiciones se invierte el giro en el motor para ascender o descender el pistón, dependiendo la necesidad que se tenga, ya se ha de embutido de pasta de carne o de llenado del cilindro.

El montaje del motor se realiza sobre los perfiles en Idestinados para este propósito, pues estos presentan los agujeros para los tornillos de ajuste generando la alineación precisa con el eje del sin fin corona y el acople araña como se observa en la figura 89.

Figura 103: motor 3 hp a 1800 RPM



El variador de velocidad se monta al lado del motor en el espacio determinado para este, ese de resaltar que este dispositivo puede ser operado de forma directa en su pantalla de mando o desde la parte exterior por medio de la perilla de variación y la clavija de tres posiciones, en este caso se deja aislada la manipulación directa y solo se permite la operación con el mando externo, con el fin de proteger el variador de la humedad y la contaminación (ver figura 90).

Figura 104: variador de velocidad V20 para 3 hp



Los dispositivos de control externo como: clavija de tres posiciones, perilla de variación de velocidad, botón para parada de emergencia y luces guía de marcación se ubica en un tablero de mando sobre la lámina en acero inoxidable calibre 14 para forraje del chasis, al costado opuesto del montaje del motor, estos dispositivos se ubican de forma estratégica para que se han de fácil manipulación por el operario (ver figura 91).

Figura 105: de izquierda a derecha, luces guía, botón de emergencia y clavija



Los finales de carrera se ubican sobre el sistema anti giro del tornillo potencia, teniendo estricto cuidado con la posición de estos, pues de su ubicación depende el momento de detención del pistón tanto en la subida como en el retroceso, también es importante que el punto de contacto entre el tope anti giro del tornillo y el brazo del final de carrera sea lo suficientemente prologando para que la detención se ha oportuna, evitando fallas de desincronización ocasionando que el pistón choque la tapa o el chasis (Ver figura 92).

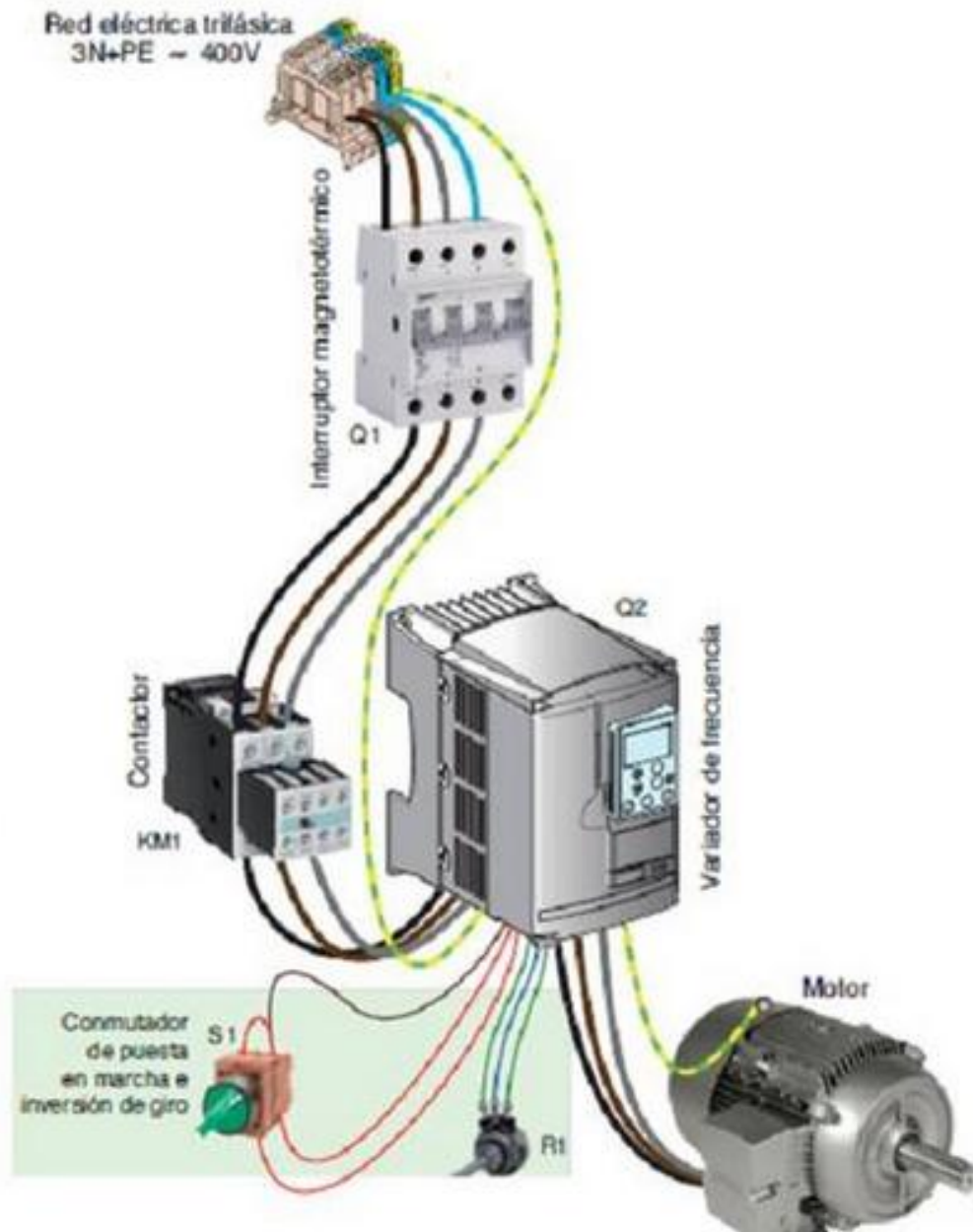
Figura 106: final de carrera usado en el sistema



Con el motor y el sistema de control ensamblados en la maquina se dan por terminado el proceso de fabricación del sistema de embutido dando paso a las pruebas finales y entrega de resulta.

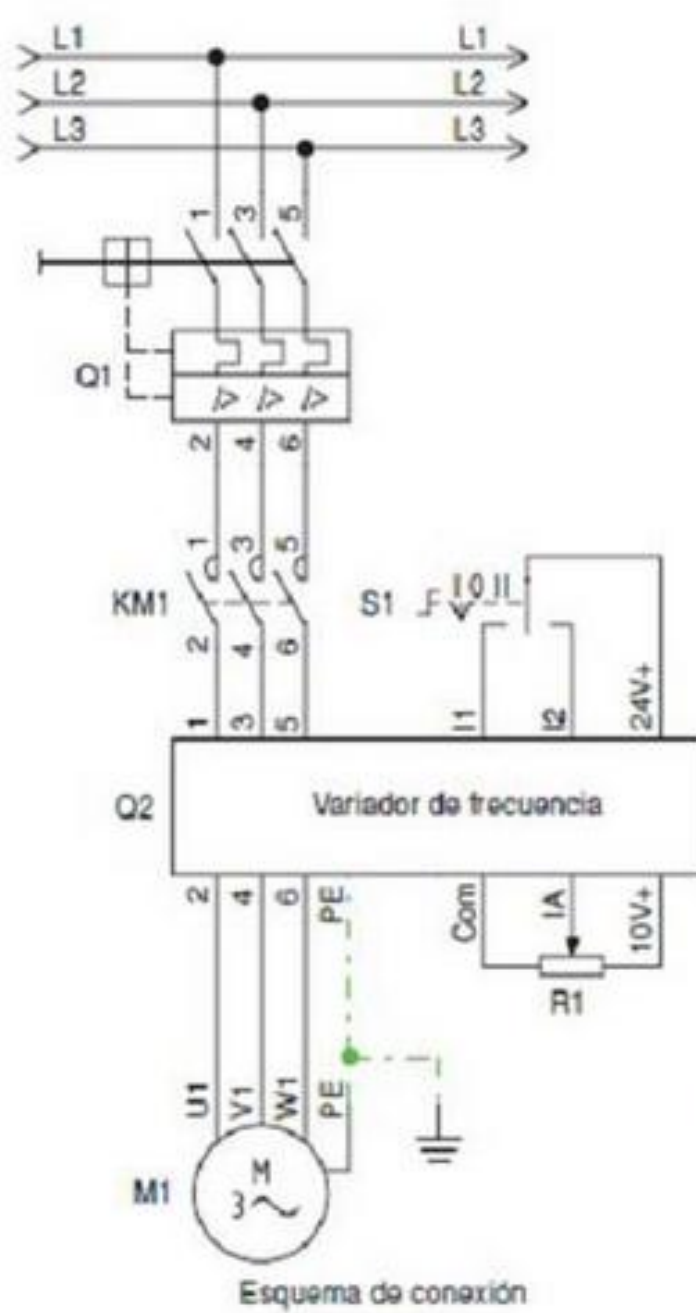
A continuación se muestra la imagen de conexión entre el motor el variador y la clavija de inversión de giro.

Figura 107: esquema grafico de conexión del motor y variador con sus elementos



Fuente: Tomado de Iguren. Aplicación y usos de un variador de frecuencia. <https://iguren.es/blog/tag/variador-de-frecuencia/>

Figura 108: esquema de conexión entre motor y variador



Fuente: Tomado de. Iguen. Aplicación y usos de un variador de frecuencia. <https://iguen.es/blog/tag/variador-de-frecuencia/>

Con los esquemas anteriores se realizaron las respectivas conexiones del motor y reductor en el sistema de embutido.

Del sistema de embutido construido se realizó el manual de manteniendo y operación donde se habla de los procedimientos adecuados de uso de la máquina y practicas necesarias para el momento de realizar el manteniendo, en cual se puede observar en el anexo A, manual de mantenimiento y operación del sistema de embutido.

Figura 109: portada del manual de mantenimiento y operación del sistema de atado



9. PRUEBAS Y RESULTADOS

9.1. PRUEBAS Y RESULTADOS DEL SISTEMA DE EMBUTIDO

En el capítulo anterior inciso 6.1 se hace referencia a las pruebas a realizar en pro de establecer a exactitud cuál es el motor y variador a usar, según el diseño se requiere un motor de 3 hp a 3600 RPM, controlado por un variador de velocidad, se teme que a pesar del control que ofrece el variador, la velocidad inicial este muy alta y genere una presurización excesiva en el sistema, esto conlleva a que se tenga que disminuir la velocidad hasta rangos críticos que afectan el funcionamiento tanto del motor como del variador, este problema no se pudo prever en los cálculos debido a la falta de caracterización de la pasta de carne y de modelos teóricos existentes para estos casos.

9.1.1. Pruebas del sistema motriz y sistema de embutido

Para realizar la prueba de velocidad se realizó con un motor de 1.7 hp a 3600 RPM, con el fin de corroborar que la potencia calculada es la necesaria, pues se espera que el motor se detenga en el momento de la presurización por falta de potencia, pero servirá para observar si la velocidad es muy alta o no, y que sucede con posibles fugas o desestabilización.

- Prueba con motor de 1.7 hp a 3600 RPM

El montaje se hace como si fuese el motor a usar, pues la alineación y el ajuste son fundamentales para el desempeño, se utiliza la misma pasta de carne usada

en las pruebas de presión y se puso en marcha el sistema, no fue necesario un largo tiempo de prueba para corroborar lo que se pensó, el pistón se desplazaba muy rápido generando sobrepresión y como la salida de la boquilla no era suficiente para liberarla, se presentaron fugas alrededor del contacto entre la tapa y el cilindro.

De la prueba anterior se pudo concluir que la velocidad es muy alta y que la potencia debe ser mayor a los 1.7 hp usados, ahora se plantea realizar la prueba montando un motor de 3 hp pero a 1800 RPM

- Prueba con motor de 3 hp a 1800 RPM

Aparte de cambiar el motor se realizaron ajustes en los empaques existentes entre el cilindro y la tapa, también se decidió recortar la boquilla pues se había montado inicialmente de 30 cm de longitud y se observó que era excesiva, por tanto se deja de 20 cm esperando un mejor desempeño.

Figura 110: montaje de prueba con motor 3 hp a 1800 RPM



Figura 111: montaje embutido terminado



Durante la prueba se observó un mejor comportamiento del sistema, se siente más estable, la velocidad del pistón es mucho más baja la presurización se hace más lenta, en el momento de la salida de la pasta de carne se observó que prácticamente en 3 segundos se embutieron más de 2 metros lineales de corea o tripa, pero aún se presentaron pequeñas fugas de pasta de carne, se corrobora que el problema no es los empaque si no la velocidad, por lo tanto con el variador se regula la velocidad hasta el punto de establecer un embutido continuo sin presentar fuga alguna.

9.1.2. Tabla de resultados para la embutidora

A partir de esta prueba se presenta la siguiente tabla de resultados para dar respuesta a los objetivos específicos nombrados.

Tabla 35: tabla de resultados del sistema de atado

Objetivo	Observaciones	aprobó	
		si	No
Capacidad de embutido por minuto de 30kilogramos	Como se observa en la imágenes 93 y 94 se logró realizar un embutido constate logrando una velocidad promedio de 1.6 kilos en 3 segundos equivalentes a una capacidad de 32 kg/min	X	
Volumen mínimo de 28 litros	Con una longitud efectiva de 47 cm y un diámetro de 34.5 cm el cilindro presenta un volumen de 44 litros	X	
Sistema mecánico de accionamiento	el mecanismo diseñado y construido sin fin, corona roscada y tornillo de potencia tiene la capacidad de soportar hasta 5 toneladas	X	

Sistema multipropósito de boquillas	La unión universal ensamblada en la tapa permite la unión de boquillas con múltiples diámetros de salida	X	
Control de velocidad del embutido	El variador de velocidad V20 permite acelerar y desacelerar el embutido según la necesidad requerida.	X	

9.2. RESULTADOS ESPERADOS DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE ATADO

Para el sistema de atado se presenta la tabla de resultados a partir de las características establecidas en el diseño realizado, en esta tabla se presenta cada objetivo y se resaltan el cómo se logra respaldado en por el capítulo 5 donde se muestra en detalle el diseño del dispositivo.

Tabla 36: tabla de resultados diseño de atadora

Objetivo	Observaciones	aprobó	
		si	No
Capacidad máxima de 4000 unidades en 2 horas	Lamáquina existente no lograría tal producción, debido a los materiales con los que se encuentra fabricado, pero al seguir las recomendaciones dadas y la instalación de los motores en el eje motriz y en el sistema de bandas seguro se alcanzara.	X	
Longitud por unidad de embutido 7 cm	Esta se logra con la programación de rotación de los motores dos vueltas para atar unidad y media vuelta en el motor de las bandas da avance de 7 cm en la corea, como se mostró en los cálculos pertinentes.	X	
Autómata	el control de los motor-ductores nombrados se		

programable PLC	diseñó acorde a la posibilidad de uso del autómata programable PLC además que es el más asequible en el mercado		
Sistema de control de velocidad	El control de la velocidad se logra en los parámetros de la programación con el control de la revolución de los motores.	X	

Las tablas de resultados presentadas son claras frente a los objetivos específicos mostradas para cada uno de las máquinas, esto con el fin de dar presentación del trabajo realizado logrando lo propuesto al inicio del proyecto, ahora en el siguiente capítulo se presenta el análisis de costos de producción frente a los de adquisición de las maquinas en el comercio.

10. ANÁLISIS DE COSTOS

10.1. ANÁLISIS PARA EL SISTEMA DE EMBUTIDO

A continuación se muestra la tabla de costos de producción del diseño y construcción de la embutidora frente a una cotización de este sistema en el comercio local.

Tabla 37: costos de fabricación sistema de embutido

COSTOS DE FABRICACIÓN SISTEMA DE EMBUTIDO	
Partes	Valor en pesos MCN
Cilindro o tanque de almacenamiento	\$ 750000
Tapa cilindro	\$ 750000
Boquilla	\$ 60000
Pernos de sujeción	\$ 300000
Tuercas para pernos de sujeción	\$ 100000
Pistón	\$ 380000
Tornillo de potencia	\$ 650000
Sistema mecánico sin fin corona	\$ 1350000
Estructura soporte	\$ 500000
Motor de 3h a1800 RPM	\$ 600000
Variador de velocidad V20	\$ 800000
Elementos de control eléctrico	\$ 150000
Transporte, imprevistos y pruebas	\$ 600000
Total	\$ 6890000

- Cotización del sistema de embutido con similares características en el mercado local.

En el mercado local un fabricante independiente hace la construcción de un dispositivo de embutido con similares características físicas, pero con una capacidad de almacenamiento de 28 kilogramos y con un mecanismo de impulsión hidráulico el costo de este es de \$ 16000000 de pesos ofrece un año de asistencia técnica mas no como de garantía o remplazo de piezas.

El ahorro realizado con el proyecto respecto de la construcción del dispositivo en el mercado local fue del 57%, además de que la embutidora construida presenta una mayor capacidad de almacenamiento reduciendo los tiempos muertos durante el llenado del cilindro.

- Cotización del sistema de embutido con similares características en el mercado internacional

La multinacional INDUSTRIAS JAMAR de orígenes brasileros envía la cotización del su embutidora EHJ-30 con capacidad de 28 kg de almacenamiento y una velocidad de embutido de 150 a 300 kilogramos por hora con un costo de \$ 39850000 millones de pesos.

Figura 112: cotización de embutidora Jamar

Hidráulicas

Facilitando o ensaque
de 18 a 550 kg/h



EJH-20 / EJH-61



EJH-62 2 saídas

- Totalmente inoxidável, grande robustez.
 - Despressurização da massa automático, impossibilitando esmagamento da massa.
 - Pistão com dupla vedação de silicone.
 - Sinal elétrico para comando do pistão através de alavanca.
 - Válvula controladora de fluxo com retorno aberto.
 - A velocidade de ensaque pode ser facilmente regulada pelo operador quando for necessário.
 - Atende normas da ABNT - NBR 5410 e NBR 7500.
 - Por ser um equipamento hidráulico, evita ar na massa, e não necessita de um compressor de ar.
 - Acompanha jogo de funis inoxidáveis, polido para ensaque 13, 16, 19 e 25 mm.
 - Fácil manuseio, acabamento sanitário, fácil limpeza.
- OPCIONAL: Porcionador volumétrico, garante o peso exato na embalagem de produtos moídos, queijos, biscoitos, massas etc. Ajustável de 20 a 500 gramas por porção. Múltiplas porções e permite maior peso.



Pode ser facilmente
desmontada p/ limpeza



Características técnicas:

Modelo	Produção (Kg/h)	Volume cilindro (Lts)	Capac. Massa Cilindro (Kg)	Dimensões (mm) AxLxC	Potência Motor (cv)	Peso Liq. (Kg)
EJH-20	18 a 250	20	18	1130 x 410 x 370	1,00	110
EJH-30	150 a 300	30	27	1130 x 500 x 460	1,00	170
EJH-60	150 a 400	60	58	1230 x 560 x 500	1,50	223
EJH-62	150 a 650	60	58	1230 x 560 x 500	1,50	250

El ahorro con la construcción del proyecto respecto de la importación de esta máquina fue del 82%, resaltando lo que se mencionó en el prólogo del proyecto, donde se mencionaba lo difícil que era para una industria mediana llevar a cabo la compra por medio de la importación de este dispositivo, además que su precio varía respecto al costo del dólar y actualmente este continua con tendencia al alza.

10.2. ANÁLISIS DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE ATADO

Ahora se muestra la tabla de costos de la construcción del sistema de atado este valor está expuesto a posibles fluctuaciones del precio de dólar, frente a al peso colombiano debido a las alzas que se pronostican en el futuro.

Tabla 38: presupuesto de fabricación para sistema de atado

COSTOS DE FABRICACIÓN SISTEMA DE EMBUTIDO	
Partes	Valor en pesos MCN
Piñones y engranajes requeridos	\$ 1500000
Soporte aluminio con punta bronce	\$ 80000
Eje porta piñones y tuerca ajuste	\$ 100000
Barril rosca con platina para enhebre	\$ 100000
Tuerca para barril rosca	\$ 35000
Carrete para el hilo	\$ 50000
Platina porta cuchilla y aguja	\$ 120000
Aguja	\$ 40000
Cuchilla	\$ 30000
Bocín para eje de entrada	\$ 40000
Rodillos para bandas	\$ 120000
Platinas de ajuste para bandas	\$ 200000
Tramos de bandas	\$ 350000
Pin de ajuste	\$ 50000
Resorte para pin de ajuste	\$ 40000
Moto-reductores 100 watts 80-90 RPM	\$ 450000
Chasis soporte sistema de atado	\$ 120000
Chasis soporte de bandas	\$ 120000
Autómata programable PLC	\$ 700000
Imprevistos	\$ 400000
Total	\$ 4645000

- Cotización en el mercado local de un sistema de atado con características similares al diseñado.

En el mercado local se encontró un fabricante que realizaba la construcción de un sistema de atado manual con un costo de \$ 3000000 de pesos, el cual fue el mencionado que sirvió de guía para el sistema mecánico común de las atadoras, pero no se encontró distribuidor local que distribuyera o construyera este dispositivo automático.

- Cotización en el mercado internacional de un sistema de atado con características similares al diseñado.

PORCIVACUS.I

ATADORA MODELO 160-B



DATOS TÉCNICOS

- Totalmente construida en acero inoxidable AISI 18/8.
- Caja de mecanismo estanca, lubricada en baño de aceite.
- Cuadro electrónico de mando integrado en la misma máquina.
- Motores estancos electrónicos de velocidad variable de 60 a 150 V.
- Sensor de seguridad que evita accidentes durante el trabajo y manipulación de carga de hilo.
- Accionamiento electrónico a baja velocidad, consiguiendo simplicidad en el cambio y enhebrado del ovillo, mantenimiento, etc.
 - Dependiendo de la longitud de la porción hasta 160 atados por minuto.

COTIZACIÓN:

ATADORA AHC-160-B.....21.600EUROS
EMBALAJE A NUESTRO CARGO; PORTES A SU CARGO.

En la anterior cotización se observa las características del sistema de atado en oferta por la compañía española PORCIVACUL.S, esta atadora cuenta con un sistema de control más acoplado y autónomo frente al que se pretende insertar en la atadora diseñada en el presente proyecto, pero su costo de adquisición como se observa es de 21600 euros equivalentes en la actualidad a \$ 62640000 pesos colombianos, esto refleja que no se justifica un gasto tan alto para hacer su importación pues construyendo el modelo diseñado, se estaría haciendo un ahorro de más del 90%.

Es de resaltar que el valor presentado de costos de fabricación del sistema de atado está expuesto a posibles fluctuaciones, debido a la tendencia al alza del precio del dólar, ya que la mayoría de materias primas para su fabricación deben ser importadas.

11. CONCLUSIONES

- Conclusiones en base al diseño y construcción del sistema de embutido

Se diseñó y construyó un sistema de embutido para productos cárnicos con capacidad de embutir a más de 30 kg/min, sistema de impulsión mecánico, control de velocidad y a muy bajo costo, asequible para las empresas en crecimiento dedicadas a esta actividad económica.

El sistema de embutido construido para la empresa Mercosan tiene las siguientes características.

Medidas generales alto 1.48 m, largo 1.1 m, ancho 0.73 m y un peso máximo de 350 kg

Tanque de almacenamiento con capacidad de 40 kg

Diseño integral disponible para múltiples embutidos con diferentes diámetros

Control de velocidad de embutido, acelerado y frenado

Sistema de impulsión mecánico

Todos los materiales usados en la construcción de las partes en contacto con la paste de carne (tanque o cilindro, tapa, boquilla, pistón y tornillo de potencia) fueron fabricados en acero inoxidable 304 el cual es apto para este propósito según el decreto 3075 de 1997, El presente Decreto aparece publicado en el Diario Oficial 43.205 de diciembre 31 de 1991.

El punto crítico de diseño en este sistema es la presurización interna del tanque, se logró identificar que por las características de la pasta de carne, esta no solo depende de la fuerza y el área, la velocidad de avance es un factor determinante para lograr un embutido continuo sin desestabilizar el sistema.

Se logró demostrar que el uso de un sistema hidráulico no siempre es conveniente cuando se es necesario aplicar presión en un determinado sistema, si prevalecerá sobre equipos que deban estar en continuo movimiento, pero en sistemas estáticos se deberá realizar una investigación y evaluar costo-beneficio en pro de una buena inversión, siempre y cuando el sistema no requiera una potencia superior a los 5 hp debido que generaría un consumo excesivo de corriente.

Como el sistema mecánico usado para llevar a cabo la impulsión de la pasta de carne, no fue exactamente el diseñado, si no que se hicieron modificaciones sobre un sistema sin fin corona ya existente, se deben realizar revisiones periódicas a este punto del sistema para evitar desgates excesivos en las roscas de contacto entre el tornillo de potencia y la corona.

Se utilizó un variador de velocidad para el control del avance del pistón, también para que este suba y baje dentro del cilindro, esto se logró con los finales de carreta ubicados en el tornillo de potencia los cuales permiten determinar la posición dentro del cilindro y con la clavija de mando se logra controlar su avance y retroceso para el llenado y el proceso de embutido.

Se encontró que sin importar el sistema de embutido que se tenga o diámetro de cilindro, la longitud de la boquilla no debe superar los 30 cm, debido a que por las características físicas y químicas de la pasta de carne, después de esta longitud

se genera un taponamiento creando una sobrepresión en el sistema que puede generar graves accidentes.

La falta de información teórica sobre el comportamiento de la pasta de carne para embutidos, sometida a presión o para transporte por tuberías es escasa o prácticamente nula, lo que da pauto a que este proyecto servirá como punto de partida para futuras investigaciones en pro de innovación tecnológica en este campo de la industria.

- Conclusiones en base al diseño del sistema de atado

Se diseñaron una serie de modificaciones sobre un sistema de atado manual en pro de lograr su automatización, estas consistieron en remplazar las acciones realizadas manualmente por sistema tecnológicos que aumentaran notablemente su producción, se agregó un sistema de bandas para el halado del producto y un motor en remplazo de la manivela motriz, se prevé un aumento de producción en más de un 200%.

Las modificaciones no se podrán llevar a cabo directamente sobre el sistema existente pues el material en el cual se encuentra construido actualmente (duralon) no soportara el nuevo ritmo de producción, se deben construir en los materiales recomendados acero bronce SAE 65 o fundición, para llevar a cabo las modificaciones.

Se prevé que el dimensionamiento de las partes mecánicas es el correcto, el buen funcionamiento dependerá de su ensamble y excelente alineación tanto en el eje

porta piñones como en el sistema de bandas, pero en el caso de la potencia requerida, se recomienda una serie de pruebas para corroborar si los motores recomendados son los acordes con el sistema.

La fabricación del chasis y partes en contacto con el embutido debe realizarse en acero inoxidable 304, material aceptado para el contacto de alimentos y servirá como protección de los engranes y partes internas evitando la corrosión.

La calibración del sistema es vital para el desempeño que se espera es por esto que el control debe realizarse mediante el autómatas programable PLC, el cual brinda las garantías para la correcta sincronización de los motores, dos revoluciones para el atado, media para el halado, esto según los cálculos mostrados en el capítulo 5.

- Conclusiones generales

Se corrobora que un buen diseño es una excelente aproximación para llevar a cabo la construcción de un sistema cualquiera que sea, pero en ningún caso este será un 100% confiable, más aun cuando la experiencia en el campo es escasa, es por eso que el concepto de diseño concurrente es tan importante en la fabricación moderna porque de nada sirve un diseño espectacular pero que de ninguna forma se puede construir.

Nunca se hay que aferrarse a una idea, la adaptabilidad es una herramienta muy útil para salir adelante si ves que tu idea no es la mejor da un paso al costado y

utiliza lo que el medio te ofrezca, de esta manera sales de la dificultad si bloquear el proceso.

Se comprobó que los estudiantes de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, tienen la capacidad de diseñar y construir dispositivos mecánicos funcionales y competitivos, en pro de su desarrollo personal contribuyendo con el avance tecnológico del sector industrial no solo local si no a nivel nacional.

BIBLIOGRAFÍA

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, Diseño y cálculo de recipientes a presión. Nueva Jersey. Estados Unidos de América. 2013. 200 p.

AUTÓMATAS PROGRAMABLES (PLC). Grupo Maser. [Consulta martes de 7 de julio de 2015] Disponible en http://www.grupo-maser.com_Cursos

AUTOMATIZACIÓN. Grupo Maser. [Consulta lunes de 6 de julio de 2015]. Disponible en http://www.grupo-maser.com_Cursos

BEER, Ferdinand. RUSSELL, Johnston. EISENBERG, Eliot. Mecánica vectorial para ingenieros. Ciudad de México. McGraw-Hill. 2007. 220 p.

FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION OF THE UNITED NATIONS. PRODUCTOS DE CONSUMO MASIVO. 2014. Food and Agriculture Organization of the United Nations. [Consulta lunes 23 de Marzo de 2015]. Disponible en http://www.fao.org/inpho_archive.

HAMROCK, J Bernan. Elementos de máquinas. Ciudad de México. McGraw-Hill. 2000. 640 p.

IZQUIERDO, O. Cali. Universidad Autónoma de Occidente, 2011. 219-30 P.

JAPÓN G. JAIME Y OTROS. Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana, 2008. 70 p.

MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. Madrid España. Ediciones del castillo S.A, 1993, 150 p.

MONTOYA, Francisco. Manual para preparar productos cárnicos ahumados en forma artesanal. Red de agroindustria rural de Venezuela. Caracas: Universidad Nacional Experimental del Táchira, Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura, 1997. 71 p.

MOTT, Robert. Diseño de elementos de Máquinas. Ciudad de México. Pearson Educación INC. 2006. 305 p.

MOTT, Robet. Diseño de máquinas. Ciudad de México. Pearson Educación. 2006. 339 p.

ORGANIZACIÓN DE LAS NACIONES UNIDAS PARA LA AGRICULTURA Y LA ALIMENTACIÓN / FUNDACIÓN INTERNACIONAL CARREFOUR. Buenas prácticas para la industria de la carne: Manual. [en línea] FAO / Fundación Internacional Carrefour. [Roma: Italia]. FAO, 2007. [Citado: 5 marzo 2015] Disponible en Internet: <ftp://ftp.fao.org/docrep/fao/010/y5454s/y5454s00.pdf>

PARADA, Alfredo. Fatiga fissuraprogressiva. Bucaramanga Colombia. UIS fondo de desarrollo. 1990. 9 p.

PARADA, Alfredo. Fatiga fissuraprogressiva. Bucaramanga Colombia. UIS fondo de desarrollo. 1990. 10 p.

POTTER, Merle C. WINGGERT David C. Mechanical de fluids.Madrid España. Ediciones Paraninfo S.A. 2003. Índice de tablas.

PRESENTACIÓN DE SISTEMAS DE ATADO.2015. Cítalas equipos y servicios de alta calidad.[Consulta miércoles 20 de mayo de 2015].Disponible en<http://www.citala.com/ciproducts/1/95#firstproduct>

RIVAS, E. Zamorano. Honduras. Escuela Agrícola Panamericana, 2002. 56-29 P.

RODAMIENTOS FAG. Catálogo WL 41 520/3 SB. Madrid España, edición 2000, 166: 332 p.

TECNOLOGÍA DE LOS PLÁSTICOS. Caucho nitrilo.[Consulta realizada 13 de junio de 2015].Disponible en <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/>

VANEGAS, Libardo. Diseño de máquinas. Pereira Colombia. Copyright S.A. 2009. 300 P.

VARIADORES DE VELOCIDAD. Universidad tecnológica de Pereira. Disponible en.

http://www.academia.edu/5644854/VARIADORES_DE_VELOCIDAD. [Consulta 2 de junio de 2015].

ZONADIET.COM. tabla de peso ideal en metros y kilogramos. [Consulta jueves 16 de junio de 2015]. Disponible en <http://www.zonadiet.com/tablas/pesoideal.cgi>

ANEXOS

NOTA: EL ARCHIVO DE ANEXOS PUEDE SER SOLICITADO EN LA SALA DE
BASE DE DATOS DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER